"A Treatise on the Steam Engine", by John Farey (1827)

第 8 章 種々の出力のワット氏回転機関部品の比率・サイズの計算方法

(邦訳 S. Yamauchi)

2019 年 10 月 13 日

目次

1　はじめに

(p.573) これらの蒸気機関のパワーは、「馬力」と呼ばれる単位により測定される (第 6 章 p.438 参照)。それは、機関自体の可動部分の摩擦を無視して、33 000 ポンドの力を毎分 1 フィートの距離にわたって作用させるときの力学的パワーである*1。馬力による名称は機関の究極の効果を、つまり、はずみ車軸の先端で取り出されるパワーを表していると考えられ、したがって、ピストンにより実際に及ぼされるパワーは、空気ポンプや冷水ポンプなどを作動させるために機関の可動部品の摩擦に打ち勝つのに費やされるすべてのパワー分だけ、より大きい値でなければならない*2。

良好な状態のワット氏の機関は、それが十分敏速な動きで動作するとき、ピストンの 1 平方インチあたり $10\,\frac{1}{2}$ ポンドの力を及ぼすことができる (第 6 章 p.486 を参照)。しかし、機関が最良の状態に維持されていない可能性に対して極めて十分な余裕を持たせて、その荷重は 1 平方インチあたり約 7 ポンド*3だけであると仮定して機関のサイズを計算することが望ましいと判断されていた。

この比率で、機関が行う 1 馬力あたり、毎分約 33 立方フィートの蒸気がシリンダへ通されなければならない*4。蒸気のこの消費は、シリンダの上部と下部のピストンが通過しない空きスペースにより引き起こされる損失とは無関係であり、また、漏れや凝縮により生じる可能性のある損失も無関係である。

ワット氏は彼の回転機関の寸法と性能について、ロビソン博士の記事 "Steam-Engine" に関する彼の注釈の中で、次のように説明した。

回転式の複動構造の機関は、直径 $31\,\frac{1}{2}$ インチのシリンダを持ち、長さ 7 フィートの行程を毎分 $17\,\frac{1}{2}$ 行程行い (= ピストンの運動 245 フィート/分)、40 馬力と呼ばれた*5。それは、継続的に 40 頭分の仕事をすることを意味する。そのためには、(昼夜を通じて動作することを想定して) 3 交代制つまり少なくとも 120 頭の馬が確保されなければならない。この機関は 1 時間あたり良質のニューカースル炭を約 4 ブッシェル (= 336 ポンド) を、または良質のウェンズベリー炭 4 cwt (ハンドレッドウェイト) を消費した。

直径 $23\,\frac{3}{4}$ インチのシリンダを備え、長さ 5 フィートの行程を毎分 $21\,\frac{1}{2}$ 行程行う回転式複動機関は、20 馬力とされた。そして、直径 $17\,\frac{1}{2}$ インチのシリンダで、長さ 4 フィートの行程を毎分 25 行程行う機関は、10 馬力とされた。これらの機関による石炭の消費は機関の状態や石炭の品質に依存して増減したが、40 馬力のものにほぼ比例していた。

---

*1 (訳注) 現代の仕事、仕事率などの値は、常にこのように表現されているが、以下では簡便のために 33000 ポンド・フィート/分等と表現する。

*2 冷水ポンプを動作させるのに必要なパワーは、冷水を井戸または貯水池から機関の凝縮水槽内へ持ち上げるべき深さに応じて、機関により異なる。その水が単に機関の運転のために持ち上げられる場合はすべて、厳密には、そのために消費されるパワーを、機関が発生すると表示する馬力の中に含めるべきではない。しかし実際には、冷水ポンプが水を高さ 10 ないし 12 フィート以上に上げるのであれば、それ以上の深さの水柱分は、機関自身の部品を動かすための通常の適正な消費とは別に、機関が負担すべき余分の抵抗として扱われている。

*3 (訳注) $7\ \mathrm{lb/in^2} = 7 \times 0.0703069\ \mathrm{kg_f/cm^2} = 0.4921\ \mathrm{kg_f/cm^2}$

*4 (訳注) 有効圧力 $7\ \mathrm{lb/in^2}$ のとき、機関の仕事率は

$$\begin{aligned} &7 \times 12^2\ \mathrm{lb/ft^2} \times (\text{断面積 [ft}^2\text{]}) \times (\text{ピストン平均速度 [ft/min]}) = 7 \times 12^2\ \mathrm{lb/ft^2} \times (\text{蒸気消費量 [ft}^3\text{/min]}) \\ &= (\text{馬力 [HP]}) \times 33000\ \mathrm{lb\ ft/(min\ HP)} \end{aligned}$$

これより、1 馬力あたりの蒸気消費量は

$$\frac{(\text{蒸気消費量 [ft}^3\text{/min]})}{(\text{馬力 [HP]})} = \frac{33000\ \mathrm{lb\ ft/(min\ HP)}}{7 \times 12^2\ \mathrm{lb/ft^2}} = 32.74\ \mathrm{ft^3/(min\ HP)}$$

となる。

*5 1 時間に $2\,\frac{1}{2}$ マイルの速さでホースミルを回す強い 1 頭の馬は、プーリーに渡されたロープにより、150 ポンドの重さを上げることができると仮定されている。このようになされるパワーは 33000 ポンド・フィート/分 に等しい。ホースミルを回す普通の馬は、この $\frac{2}{3}$ を超えることはできない。

表 1　種々の出力のボールトン・ワット両氏の回転機関のシリンダ寸法とピストン速度

出力	シリンダ		ピストン行程			圧力		蒸気消費量	
	直径	断面積	長さ	行程数	速度	有効圧力	有効荷重	毎分	単位馬力当
HP	in	ib^2	ft	/min	ft/min	lb/in^2	lb	in^3/min	$ft^3/(min\ HP)$
4	12	113.1	3	29	174	6.8	759	135	33.7
∗ 6	14	153.9	$3\frac{1}{2}$	27	189	6.82	1048	202	33.6
∗ 8	16	201.1	4	24	192	6.84	1375	268	33.5
∗ 10	$17\frac{1}{2}$	240.5	4	25	200	6.86	1650	334	33.4
∗ 12	19	283.5	4	25	200	6.88	1980	400	33.3
14	$20\frac{5}{8}$	334.1	4	25	200	6.91	2310	465	33.2
16	$21\frac{3}{4}$	371.5	$4\frac{1}{2}$	23	207	6.91	2550	531	33.2
18	23	415.5	$4\frac{1}{2}$	23	207	6.91	2870	598	33.2
∗ 20	$23\frac{3}{4}$	443.0	5	$21\frac{1}{2}$	215	6.92	3070	662	33.1
22	25	490.9	5	$21\frac{1}{2}$	215	6.92	3376	728	33.1
∗ 24	26	530.9	5	$21\frac{1}{2}$	215	6.92	3684	794	33.1
∗ 26	$26\frac{3}{4}$	562.0	$5\frac{1}{4}$	20	220	6.92	3900	861	33.1
28	$27\frac{7}{8}$	610.3	$5\frac{1}{2}$	20	220	6.92	4200	927	33.1
∗ 30	$28\frac{1}{4}$	626.8	6	19	228	6.92	4344	993	33.1
∗ 36	$30\frac{7}{8}$	748.7	6	19	228	6.92	5210	1192	33.1
∗ 40	$31\frac{1}{2}$	779.3	7	$17\frac{1}{2}$	245	6.92	5390	1324	33.1
∗ 45	$33\frac{1}{3}$	875.3	7	$17\frac{1}{2}$	245	6.92	6060	1490	33.1
50	$35\frac{1}{8}$	969.0	7	$17\frac{1}{2}$	245	6.94	6737	1650	33.0
60	$38\frac{1}{2}$	1164.2	7	$17\frac{1}{2}$	245	6.94	8082	1980	33.0
70	$40\frac{3}{4}$	1304.2	8	16	256	6.94	9023	2310	33.0
80	$43\frac{1}{2}$	1486.2	8	16	256	6.94	10320	2640	33.0
90	$46\frac{1}{8}$	1670.9	8	16	256	6.94	11600	2970	33.0
100	$48\frac{5}{8}$	1857.0	8	16	256	6.94	12890	3300	33.0

1.1　ワット氏の回転機関のシリンダ寸法とピストン速度

(p.574) ワット氏により言及された 10、20、40 馬力の 3 台の標準的機関から、表 1 が作成された。他のサイズの値は、同じ比率に従って計算された。著者は、ボールトンとワットの両氏により特許期間中に製作された機関の事例を経験し、それらは表中で、* 印を付したものに対応している。これらは全体のかなりの部分を占めており、また他の部分に比例していたことから、この表は、ワット氏が作成して実際にそれに従った正確な指針であると考えることができるであろう。

50 馬力機関は最初、直径 34 インチのシリンダで 8 フィートの行程を行うように作られ、その後、直径 36 インチで 7 フィート行程を行うように作られた。しかし結局、最後の寸法の機関は 53 馬力であると評価され

た (第 6 章 p.509 を参照)。これは他の機関の比率より求めた上記の表に、非常に近い値となっている。

この表から、各サイズの機関による蒸気の消費量は、それによりなされるパワーに極めて良い近似で比例していると、ワット氏が考えていたことは明らかである。なぜなら、1 馬力を発揮するのに必要な蒸気量は、最小の機関では毎分 33.7 立方フィートであり、最大の機関では 33 立方フィートであるとされているからである。1 馬力あたり毎分消費する蒸気量は 33 立方フィート、または (33 ×183.346 =) 6050 円筒インチ・フィート[*6] であると考えることは、実際に十分に近い値であろう。そのとき、ピストンの有効圧力は 6.944 ポンド/平方インチ、または (×0.7854 =) 5.454 ポンド/円インチ[*7] となるであろう。そして蒸気 1 立方フィートは 16 立方フィートの水を 1 フィートの高さへ持ち上げるであろう。以下の規則は、この計算に相当する。

(p.575) **所定のパワーを発揮するワット氏の回転式蒸気機関のシリンダの、適切な直径を見つけること。** ただし、ピストンが毎分移動すべき距離はフィートの単位で与えられているとする。

規則： 馬力の値に定数 6050 を掛けて、その積をピストンの運動 (フィート/分) で割ると、その商の平方根が適切な機関のシリンダ直径 (インチ) である。

例： 20 馬力機関に対して、ピストンが長さ 5 フィートの複動の行程を毎分 21 $\frac{1}{2}$ 行程行うならば、ピストンの運動は (5 ×(21 $\frac{1}{2}$) ×2 =) 215 フィート/分となる。その時、(20 馬力) ×(6050 円筒インチ・フィート/分/馬力) = 121000 円筒インチ・フィート/分の蒸気がこの機関により消費されねばならない。これを、ピストンの運動で割って、(121000 円筒インチ・フィート/分) ÷(215 フィート/分) = 562.8 円インチとなり、シリンダの直径はこの平方根より、23.72 インチである。

計算式 (訳注)：[*8] 1 馬力あたりの蒸気消費量を 33 ft^3/min とすると、次の関係式が成立する。

$$\frac{\pi}{4}\left[\frac{\text{シリンダ直径 [in]}}{12\ \mathrm{in/ft}}\right]^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]}) = (\text{馬力 [HP]}) \times 33\ \mathrm{ft}^3/(\mathrm{min\ HP})$$

これより、求める直径は次式のように求まる。

$$\text{シリンダ直径 [in]} = \sqrt{\frac{4 \times 12^2 \times 33 \times (\text{馬力 [HP]})}{\pi \times (\text{ピストン速度 [ft/min]})}} = \sqrt{\frac{6050 \times (\text{馬力 [HP]})}{(\text{ピストン速度 [ft/min]})}}$$

これに与えられた数値を用いて、

$$\text{シリンダ直径 [in]} = \sqrt{\frac{6050 \times 20}{215}} = 23.72\ \mathrm{in}$$

(訳注終わり)

注意： この規則は、20 馬力以上の機関のシリンダに対しては、ワット氏の寸法[*9]より小さい直径を与えることはない。、20 馬力未満の機関に対しては、シリンダはこの規則によるものよりかなり大きくしなければならない。上記の計算において、単位馬力あたりの蒸気消費量として 20 馬力以上では 33 $\mathrm{ft}^3/(\mathrm{min\ HP})$ としている値を、表 1 に従って、14 馬力機関で 33.2 $\mathrm{ft}^3/(\mathrm{min\ HP})$、6 馬力機関で 33.6 $\mathrm{ft}^3/(\mathrm{min\ HP})$ とすることで適切なサイズが求まるであろう。

ワット氏が事業から引退して以降の数年間、ソーホー工場で製造された機関は、以下に説明するように機関の構造はかなり変更されたにもかかわらず、彼のスケールに従って製作され続けた。近年、機関メーカーの間では、ピストン行程を上記のスケールより小さい比率にすることが普通になってきた。例えば、ボールトン・

---

*6 (訳注)

$$1\ \text{cyl.in} \cdot \mathrm{ft} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{1}{12}\ \mathrm{ft}\right)^2 1\ \mathrm{ft} = \frac{1}{183.346}\ \mathrm{ft}^3$$

*7 (訳注) 1 cir.in = $\frac{\pi}{4}$ $\mathrm{in}^2 = 0.7854\ \mathrm{in}^2$

*8 (訳注) 原文では、、この部分に計算尺での計算方法が記載されているが、これらの部分は現在では不要と考えられるので、ここでは「計算式 (訳注)」と記して、計算式を整理して示す。本章の以下の部分でも同様とする。

*9 (訳注) 表 1

ワット商会の 40 馬力機関は、今日、直径 32 $\frac{1}{2}$ インチのシリンダで、行程長 6 フィートで作製されている (第 6 章 p.503 の注釈を参照)。彼らの 80 馬力機関は、直径 44 $\frac{1}{8}$ インチのシリンダで行程長 7 であり、20 馬力以下の小型の機関は非常に短い行程長で動作している。このようにワット氏のスケールから離れることにより、機関はよりコンパクトになることが可能となり、その建造に必要な材料が少なくて済み、メーカーに掛かる費用が抑えられる。しかし、最も経験豊かな技術者の伝統的な意見では、利便性が許す限りピストンの行程長を長くすることにより、最高の性能が達成されるとされており、優れた機関を作り出したいと考える場合には彼らはワット氏のスケールに従う。

1800 年にワット氏の特許が失効した後、スコットランドおよびウェールズのランカシャー、ヨークシャーおよびスタフォードシャーで、蒸気機関を作るためのいくつかの会社が設立された。しかし、技量の欠陥や正しい比率についての知識不足のために、これらの新しいメーカーにより当初製作された機関の性能は、一般に、(ワット氏の) 特許機関より極めて劣っていた。それが知られるようになった後、性能不足を補うために、メーカーはソーホーから通常送られてきたよりも大きなシリンダを用いるように、顧客らから要求された。シリンダへの蒸気ケースは時々省略された。これは機関の効果を損なうと考えられていたので、そのことが、シリンダをより大きくする理由として主張された。このようにして、20 馬力の機関のシリンダ直径は 25 インチとなり、30 馬力で 30 インチ、40 馬力で 33 インチ、50 馬力で 37 インチ、60 馬力で 40 インチ、80 馬力で 45 インチ、100 馬力の機関で直径 50 インチのシリンダとなった。

(p.576) ヨークシャーとランカシャーでは、このようなスケールで機関が製造されるのが極く一般的であった。それらは、同じ公称パワーのワット氏自身の機関よりも、はるかに大きなパワーを発揮することができたはずであり、それは、今日の最高のメーカーによって実現されているとおりである。しかし、シリンダの寸法を大きくしたとしても、その多くの機関は、ワット氏のスケールに従って適切な方法で作られた場合より多くの仕事をすることができない。

すべての場合において、ワット氏機関の上記の馬力の計算は、それが発揮できるパワーの最大値を表わしているのではない。なぜなら、すべての良好な機関は、燃料の適切なアローアンスを加味したうえで、それが区分されているパワーの値の、更に $\frac{1}{2}$ の余分のパワーを発揮することができる。たとえば、20 馬力の機関であれば 30 馬力を発揮することができ、40 馬力の機関は 60 馬力を発揮できる、等々 (第 6 章 p.486 を参照)。表の中で、各機関が区分されてる公称馬力は、燃料の費用、機械の摩耗、それに伴う停止と修理費用、および機関の初期コストなどの付随するすべての状況を考慮して、最も有利な方法で継続的に出力できるパワーである。ワット氏の機関は、その表に示された機関の公称馬力よりかなり大きな抵抗、またはかなり小さい抵抗が負荷されたとき、決してあまり良好に応えてくれないことが知られている。

蒸気機関により発揮される 1 馬力あたり、毎分消費される蒸気量 (立方フィート) を求めること。ただし、蒸気がピストンに及ぼす有効圧力は、ポンド/平方インチの単位で与えられているものとする。

面積 1 平方フィートつまり 144 平方インチのピストンが、毎分 1 フィートの距離を移動すると仮定すると、それは毎分 1 立方フィートの蒸気を消費するであろう。もし、このピストンが 33 000 ポンドの荷重を受けていれば、それは 1 馬力を発揮する。その場合の圧力は (33000 ÷144 =) 229.167 ポンド/平方インチ、または (33000 ÷183.346 =) 180 ポンド/円インチ[*10]となるであろう。これより、以下の規則が得られる。

規則：定数 229.17 をピストン上の蒸気の有効圧力 (ポンド/平方インチ) で割ると、その商は 1 馬力を発揮するために毎分消費しなければならない蒸気量 (立方フィート) を表す。

[*10] (訳注)

$$1\ \text{円インチ} = \frac{\pi}{4}\frac{1}{12^2}\ \mathrm{ft}^2 = \frac{1}{183.346}\ \mathrm{ft}^2$$

である。

例：ピストンの有効圧力が 6.994 ポンド/平方インチである場合、1 馬力あたりの蒸気消費量は 229.17 ÷6.944 = 33 立方フィート/分である。

圧力が ポンド/円インチ で与えられる場合、割られるべき定数は 180 である。したがって、有効圧力 5.45 ポンド/円インチであれば、1 馬力あたりの蒸気消費量は 180 ÷5.45 = 33 立方フィート/分である。

計算式 (訳注)：毎分ピストンが行なう仕事に関して、一般に次式が成立する。

$$\begin{aligned}(\text{有効圧力 [lb/in}^2]) \times (12\ \text{in/ft})^2 \times (\text{蒸気消費量 [ft}^3/\text{min]}) &= (\text{仕事率 [lb ft/min]}) \\ &= (33000\ \text{lb ft/min}) \times (\text{馬力 [HP]})\end{aligned}$$

これより、1 馬力あたりの蒸気消費量は、次式となる。

$$\text{馬力あたり蒸気消費量 [ft}^3/(\text{min HP})] = \frac{33000\ \text{lb ft/min}}{(\text{有効圧力 [lb/in}^2]) \times (12\ \text{in/ft})^2} = \frac{229.17}{\text{有効圧力 [lb/in}^2]}$$

(訳注終わり)

1.2 ワット氏の回転機関の実際の蒸気消費量

機関が定格のパワーを発揮するよう、正しく負荷されている時、ピストンを駆動するための充填の間にシリンダを満たしている蒸気は、一般に、大気よりも弾性が低くなっている。既に p.487 (第 6 章) で述べられているが、機関がその適切なパワーを発揮する最良の状態であれば、その時、シリンダ内の蒸気の弾性は大気より 2 ポンド/平方インチ程度低く、つまり (14.7 - 2 =) 12.7/平方インチ程度となる。

上記は性能の良い極限の場合であるが、良好な状態にあるときの最良の機関の平均値として、シリンダを満たす蒸気の弾性は、大気よりも弾性が約 1 $\frac{1}{3}$ ポンド/平方インチだけ低く、つまり (14.7 - 1.34 =) 13.36 ポンド/平方インチであると考えることができる。

(p.577) 無駄になる分を含めて、その弾性の蒸気を 1 馬力あたり、(33 ×1.1 =) 36.3 立方フィート/分だけ消費すると仮定すると、そのとき、大気圧に等しい蒸気の消費量は、馬力あたり (36.3 texttimes 13.36 ÷14.7 =)33 立方フィート/分となる。

これは、それらが漏れがまったくない良好な状態の場合の、最良の機関の性能にほぼ対応することがわかる。それは、計算の面では便利な比率である。なぜなら、大気圧の弾性に等しい蒸気の消費量は、その運動中にピストンで占有される空間を満たすだけの量であると仮定すればよいからである。隙間スペースに無駄に費やされる余分の蒸気量は、シリンダ内の蒸気の弾性が大気圧より低いことにより引き起こされる、蒸気の減少量と等量であると考えられる。

この比率で、大気圧に等しい 1 立方フィートの蒸気は、16 立方フィートの水を 1 フィートの高さへ持ち上げるのに十分なパワーを発揮する。なぜなら、(33 立方フィートの蒸気が発揮する) 1 馬力は、毎分 528 立方フィートの水を 1 フィートの高さへ上げるパワーに等しく、

$$\frac{528\ \text{立方フィートの水}}{33\ \text{立方フィートの蒸気}} = 16$$

であるからである (p.575 を参照)。

1.3 ワット氏の回転機関のボイラ蒸発量

大気圧の蒸気の消費量は、ピストンがその動作中に占有する空間を埋めるだけの量であると仮定され、また、大気圧の蒸気の体積は、等しい重さの冷水の体積の 1700 倍であるとみなされるならば、ボイラから蒸発

される水の量は、ピストンがその動作中に占有する空間の $\frac{1}{1700}$ を占める量に等しいであろう。

これは、機関が漏れにより蒸気を失うことがない良好な状態にあり、シリンダへ入る蒸気ケースの表面がよく保温されて、凝縮による水蒸気の損失を防いでいると仮定している。なお、ボイラ頂部や蒸気配管内で凝縮される蒸気から生成される水は、ボイラへ戻ってくるので、そのような凝縮により、ボイラ給水に供給されるべき水の量が増加することはない。

大気圧の蒸気の消費は、無駄を含めて (漏れによる損失はないとして)、1 馬力あたり 33 立方フィート/分であると見なすことができ、その蒸気の体積は水の 1700 倍であるから、ボイラからの水の蒸発量は、1 馬力あたり毎分 (33 ÷1700 =) 0.0194 立方フィートの割合、つまり、51.5 分で 1 立方フィートが蒸発する割合である。言い換えると、1 馬力あたり毎時間 1.165 立方フィートが蒸発する。

機関は、上記以上の蒸発量を必要とせずにフルパワーを発揮できるように、良好な状態で維持されなければならない。アルビオン・ミルズの機関は 50 馬力であって、この比率によれば、毎分 (50 ×0.0194 =) 0.97 立方フィートの蒸気を蒸発したはずである。その蒸発量は、実際にはほんの毎分 0.927 立方フィートであった (第 6 章 p.515 を参照) ので、これより、上記の許容量で十分であるかもしれない。ただし、一般には、漏れや凝縮による蒸気の損失のために、蒸発量はより大きくなるであろう[*11]。

ワット氏の単動機関のボイラから蒸発する水の量を見いだすための p.366 (第 5 章) で既に与えた規則は、充填の間にシリンダを満たす蒸気は大気と同じ弾性であるとの仮定の上で立てられているが、そのような蒸気の消費は、ピストンがその運動で占有する空間を埋める量より、$\frac{1}{10}$ だけ多いと仮定している。また、1 立方インチの水が 1 立方フィートの蒸気を生成するとも仮定している。

(p.578) その規則によれば蒸発する水の量は、1 馬力あたり毎分 (33 ×1.1 ÷1728 =) 0.021 立方フィート、つまり毎時 1.26 立方フィートとなるであろう。これは、実際に機関のボイラから蒸発する量に近いので、p.366 (第 5 章) の規則は成り立つであろうし、繰り返す必要はないであろう。これは、1 馬力あたり消費される大気圧の蒸気 33 立方フィート/分の蒸気に、漏れや凝縮のために $\frac{1}{10}$ の余裕を加味したものである考えられる。

注意：この規則を上記の 1 馬力あたり毎分 0.0194 立方フィート、つまり毎時 1.165 立方フィートとの記述に適用するには、除数の定数は 288000 の代わりに (183.346 ×1700 =) 311688 でなければならない[*12]。

---

*11 労働者たちの間で一般的に言われていることによると、ワット氏は、彼の機関のボイラは 1 馬力あたり 1 時間に、10 エールガロン (1 エールガロン = 282 立方インチ) を蒸発させるよう計算していた。つまり、1 時間あたり 1.632 立方フィートである。これが正しいとすると、機関に最大限の負荷がかかった時に、機関に十分な余裕を持たせようと意図された可能性があるが、そうでないときに対しては、かなりの余剰量を与えたことになる。

*12 (訳注：) p.366 (第 5 章) の規則は、蒸気/水の体積比を $12^3 = 1728$ 、隙間容積に $\frac{1}{10}$ の余分の蒸気量を見込んで、

$$\begin{aligned}(\text{蒸発水量 [ft}^3\text{/min]}) &= 1.1 \times \frac{\pi}{4}\left\{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})}{12\ \text{in/ft}}\right\}^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]}) \times \frac{1}{1728} \\ &= \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]})}{288000}\end{aligned}$$

としていた。これを、水の 1700 倍の大気圧の蒸気と考えれば余分の蒸気量を別途考える必要がないとすれば、

$$\begin{aligned}(\text{蒸発水量 [ft}^3\text{/min]}) &= \frac{\pi}{4}\left\{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})}{12\ \text{in/ft}}\right\}^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]}) \times \frac{1}{1700} \\ &= \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]})}{311689}\end{aligned}$$

となる。

1.4　ワット氏の回転機関の温水ポンプの寸法

温水ポンプは、その同じ時にボイラから蒸発する水量よりさらに多くの量の水を給水槽に送水するように調整されなければならず、このように非常に十分な量の余剰水を供給して排水管から逃がす。なぜなら、ボイラの給水は時々事故により中断されて、ボイラ内で水位が下がってしまう可能性があるからである。これに気づいた時は、その水位低下はできるだけ早く補充されるべきであるが、もし、温水ポンプが蒸発分を供給する以上の水を供給できない場合、そのような時々生じる水位低下を補うことは不可能である。これは余剰の水でのみ補うことができるのであり、その余剰量が大きいほど、そのような水位低下が速く解決されるであろう。

蒸発する水の量の少なくとも 3.5 倍の量を揚水するように、温水ポンプをつくることが推奨される。蒸発量をピストンが占有する空間の $\frac{1}{1700}$ であるとして、温水ポンプの胴の容量は、蒸気シリンダの容量の約 $\frac{1}{240}$ とすべきである。ただし、機関は連続的に蒸気を消費する複動機関であり、温水ポンプはバケットの上昇中でのみ動作すると仮定している。

ワット氏の回転機関のための温水ポンプの適切な直径を求めること。ただし、シリンダの直径 (インチ)、大レバー中心からピストンロッドを吊るす主継手までの半径つまり距離 (インチ)、大レバー中心から温水ポンプロッドを吊るす継手までの半径 (インチ) は、与えられているものとする。

規則：蒸気シリンダの直径 (インチ) の 2 乗を 240 で割り、その商にピストンロッド主継手までの半径 (インチ) を掛け、その積を、温水ポンプ継手までの半径 (インチ) で割ると、その商の平方根が温水ポンプの適切な直径 (インチ) である。

例：シリンダ直径 33 インチ、ピストンの大レバー半径 120 インチ、温水ポンプの大レバー半径 30 インチであるとする。このとき、33^2 = シリンダ断面積 1089 円インチ、÷240 = 4.538 、×120 = 544.5 、÷30 = 温水ポンプ断面積 18.15 円インチ。ポンプの直径は、その平方根より 4.26 インチ となる。

計算式 (訳注)：次式の関係が成立する。

$$\frac{(\text{温水ポンプ直径})^2 \times (\text{温水ポンプ行程長})}{(\text{主シリンダ直径})^2 \times (\text{主ピストン行程長})} = \frac{(\text{温水ポンプ直径})^2 \times (\text{温水ポンプレバー半径})}{(\text{主シリンダ直径})^2 \times (\text{主ピストンレバー半径})} = \frac{1}{240}$$

これより

$$(\text{温水ポンプ直径}) = (\text{主シリンダ直径}) \times \sqrt{\frac{(\text{主ピストンレバー半径})}{240 \times (\text{温水ポンプレバー半径})}}$$

与えられた数値を用いて、

$$(\text{温水ポンプ直径}) = (33\ \text{in}) \times \sqrt{\frac{(120\ \text{in})}{240 \times (30\ \text{in})}} = 4.2603\ \text{in}$$

(訳注終わり)

1.5　燃料に注目して機関の性能を表示する方式

鉱山の排水に使用される蒸気機関に対して、その性能を評価するのに、1 ブッシェルの石炭の消費により 1 フィートの高さへ揚水できる水の量を、ミリオンポンド単位で表すことが慣例となっている。この表現方式は、ワット氏によりコーンウォールでの彼の最初の開始時に導入された。そこでは、石炭はブッシェルおよびチャルドロンの測度で販売されている (第 5 章 p.337 を参照) *13。大多数の工業地区では、工場で使われている回転機関のパワーは常に馬力によって見積もられ、石炭は重量で販売されており、そこでは、1 馬力あた

*13 (訳注) 1 ブッシェル (London) = 84 ポンド、1 チャルドロン = 36 ブッシェル = 3024 ポンド。

り 1 時間で消費される石炭のポンド値で機関の性能を表すことが、通常行なわれている。これらの二つの見積もり方式を、一方から他方へ変換して比較するための規則が必要とされている。

(p.579) **ある蒸気機関で 1 ブッシェル (つまり 84 ポンド) の石炭の消費により、1 フィート高さへ引き上げられる重さ (ミリオンポンド) を求めること。** ただし、1 馬力あたり単位時間に消費される石炭の重量 (ポンド) は与えられているものとする。

規則： 定数 166.32 を 1 馬力あたり 1 時間に消費される石炭の重量 (ポンド) で割ると、その商は、石炭 1 ブッシェルの消費により 1 フィートの高さへ持ち上げられる重量 (ミリオンポンド) となっている。

例： 40 馬力の機関が時間当たり 4 ブッシェル (= 336 ポンド) の石炭を消費した場合、1 馬力につき 8.4 ポンド/時 の割合である。その時、石炭 1 ブッシェルの消費により 166.3 ÷8.4 = 19.8 ミリオンポンドが 1 フィート上げられることになる。

計算式 (訳注)： 消費する石炭 1 ポンドあたりの仕事量は、1 HP = 33000 lb ft/min を用いて、次式のように二とおりに表せる。

$$\frac{\text{石炭 1 ブッシェルあたりの仕事量 [lb ft/bsh]}}{84\ \text{lb/bsh}} = \frac{60 \times 33000\ \text{lb ft/(h HP)}}{\text{(1 馬力あたりの石炭消費量 [lb/(h HP)])}}$$

これより、石炭 1 ブッシェルの消費により 1 フィートの高さへ引き上げられる重量 (ミリオンポンド) は、

$$\frac{\text{(石炭 1 ブッシェルあたりの仕事量 (lb ft/bsh))}}{1000000} = \frac{60 \times 33000\ \text{lb ft/(h HP)} \times (84\ \text{lb/bsh})}{1000000 \times \text{(1 馬力あたりの石炭消費量 [lb/(h HP)])}}$$
$$= \frac{166.32}{\text{(1 馬力あたりの石炭消費量 [lb/h/HP])}}\ \text{(ミリオンポンド)}$$

となる (訳注終わり)。

石炭 1 ブッシェルは 84 ポンドの重さであるとすると、その燃焼により 1 フィート高さへ引き上げられる重量を 84 で割った商は、1 ポンドの石炭の消費によって 1 フィート高さへ持ち上げられた重量となる。これは、持ち上げられる重量と消費される石炭が同じ表し方 (同じ単位) になるので、上記のいずれよりもより便利な表現方式である。例えば、もし 1 ブッシェルの石炭の消費により、19.8 ミリオンポンドの重量が 1 フィート高さへ持ち上げられるならば、その時、消費される石炭の 19800000 ÷84 = 235700 倍 の重量が、その燃焼によって 1 フィート高さへ持ち上げられることになる。

蒸気機関で燃焼により消費される石炭の、何倍の重量物を 1 フィート高さへ持ち上げることができるか、求めよ。 ただし、機関によりなされる馬力 (HP) と、1 時間に消費する石炭重量 (ポンド) とが与えられるものとする。

規則： 機関によりなされる馬力に 1980000 ポンドを掛け、その積を 1 時間に消費される石炭重量 (ポンド) で割る。その商は、その燃焼により 1 フィート高さへ持ち上げられる重量と消費石炭重量との比である。

例： 40 馬力の機関が 1 時間あたり 336 ポンドの石炭を燃焼させる場合、その時 40 HP ×1980000 ポンド = 79200000、÷336 = 235700 となり、消費する石炭の重量の 235700 倍の重量を 1 フィート高さへ持ち上げる。

計算式 (訳注)： 石炭 1 ポンドあたりの仕事量は、

$$\text{(石炭 1 ポンドあたりの仕事量 (lb ft/lb))} = \frac{60 \times 33000\ \text{(lb ft/h/HP)} \times \text{(馬力 (HP))}}{\text{(石炭消費量 (lb/h))}} = \frac{1980000 \times \text{(馬力 (HP))}}{\text{(石炭消費量 (lb/h))}}$$

となる (訳注終わり)。

2　ワット氏の回転機関のボイラの寸法

ボイラが作り出せる蒸気量は、実際には火の作用にさらされる表面の大きさにより制限される。なぜなら、もしボイラから最大限の量の蒸気を得るために、それに非常に強い熱が加えられたならば、その熱の大部分は、煙突の上へ通過していく加熱された空気とガスの流れと共に逃げていくであろう。また、ボイラの金属は急速に酸化されて磨耗するであろう。したがって、ボイラは、作り出す必要のある蒸気量に比例して十分な加熱面を備えていなければならず、ボイラの金属が損傷することなく長時間耐えることができる以上に、大きな火力をボイラに加える必要はないであろう。

(p.580) ワット氏は、ロビソン博士による "Steam-Engine" の論説の彼の注釈の中で、次の事柄を見出したと記述している。「最も賢明に建造された炉では、1 時間あたり 1 立方フィートの水を沸騰させるには、その表面積の 8 平方フィートを、ボイラの火炎の作用にさらすことが必要とされる。」これは、p.365 (第 5 章) で既述したとおり、毎分 1 立方フィートの水を沸騰させるためには、480 平方フィートの表面積を要するのと同じ比率である。また、p.366 (第 5 章) の規則は、シリンダの直径とピストンの運動速度に応じて、つまり蒸気の消費量に応じて、ボイラの表面積を割り当てる規則であり、その規則もこのデータから誘導されている。

ワット氏は、1 立方インチの水が 1 立方フィートの水蒸気を作り出すと仮定したので、(火炎に) さらされた表面積 1 平方フィートあたり (1728 ÷480 =) 3.6 立方フィートの大気圧の蒸気が生成されることになる。シリンダ内で 1 分間にピストンの運動によって占められるスペースは、発生する 1 馬力あたり 33 立方フィートを必要とすると仮定し、漏れと凝縮により無駄となる蒸気量としてその $\frac{1}{10}$ を許容すると、1 馬力あたり毎分 36.3 立方フィート、つまり (36.3 ×183.346 =) 6655 円筒インチ・フィートの蒸気を消費するであろう。これより、火の熱にさらされなければならないボイラ表面積は、1 馬力あたり (36.3 ÷3.6 =) 10.08 平方フィート、つまり、ほぼ 10 平方フィートとなる。

この比率は、ワット氏の最も初期の回転機関のボイラのために、彼により導かれたようである (第 6 章 p.489-518 を参照)。ボイラはこの比率で蒸気を生成することが十分可能であり[*14]、さらに、大部分のボイラと同様に銅板製であれば、その条件で長期間の使用が可能であろう。しかし、それは実際に使用される際には、その表面積をより大きく変更する方が望ましく、当初の構成での大きな費用は、ボイラの耐久性向上により十分に償われるであろうことがわかっている。このことは、ボイラが鉄板で作られる場合により当てはまる。鉄は安価である一方で、酸化に対して非常に敏感であるからである。機関で最大限のパワーを発揮する必要性が生じた多くの場合で、元のボイラをより大きな寸法の別のボイラに交換することが得策であるとわかっ

[*14] 以下の例は、ワット氏のこの比率は十分な蒸気を生み出せることを示している。

ロング・ベントンのスミートン氏の機関の二つのボイラ (第 2 章 p.173 を参照) は、459 平方フィートの表面積を火炎の作用にさらしていた。すなわち、 ボイラ底の下方の水平面 142 平方フィート、およびボイラの外側を囲む鉛直面 317 平方フィートであった。これらのボイラは毎分 1 $\frac{1}{2}$ 立方フィートの水を蒸発させ、これは 306 平方フィートの表面積で毎分 1 立方フィートの水を蒸発させる比率となり、これはワット氏の基準 480 平方フィートのわずか 0.638 倍である。

毎分 1 $\frac{1}{2}$ 立方フィートを蒸発させるための、その二つの火格子の表面積は 35 平方フィートであり、すなわち、毎分 1 立方フィートを蒸発させるためには、23 $\frac{1}{3}$ 平方フィートである。

ワット氏がホイットブレッド醸造所のために作った機関 (第 6 章 p.437 を参照) は円形の銅製ボイラを有し、それは、その機関が複動動作で動くように変更された 1795 年に新たに導入されたものである。このボイラはまだ使用中であり、それは最大部で直径 10 $\frac{1}{2}$ フィート、底部で直径 8 フィート である。全体の高さは約 7 $\frac{1}{2}$ フィートである。ボイラの底の下方に露出した表面は、直径 7 $\frac{1}{2}$ フィート以上、つまり面積約 45 平方フィートの円であり、煙道内に露出している表面積は約 (29 フィート ×3 $\frac{1}{2}$ フィート =) 102 平方フィートである。全体として 147 平方フィートの表面積が熱にさらされて、20 馬力の機関のための蒸気を作り出している。これは 1 馬力あたり、ワット氏の基準による 10 平方フィートではなく、わずか 7.35 平方フィートである。その火格子は幅方向に 14 本の棒が並び、長さ 4 $\frac{1}{2}$ フィート、幅 3 $\frac{1}{3}$ フィートで、= 15 平方フィートの面積である。

た。その際、表面積を増加することにより、ボイラの耐用期間を延ばせると共に、燃料を節約できることがわかっている (第 6 章 p.496 を参照)。

回転式蒸気機関用の鉄製ボイラに対する最も推奨される寸法は、ワット氏の時代以降の長い経験により、また、現在の機関の実際に使用されている多くのボイラでの、熱にさらされる表面積と発生する蒸気量との比較により確かめられている。それは、熱にさらされる表面積 1 平方フィートあたり大気圧の蒸気を毎分約 3 立方フィート、つまり (3 ×183.34 =) 550 円筒インチ・フィートの蒸気を生成する、というものである。そして、そのような蒸気 36.3 立方フィート (凝縮と漏れによる廃棄物を含む) が 1 馬力を生み出すとすると、機関が発揮する 1 馬力あたり必要なボイラの加熱面は、(36.3 ÷3 =) 12.1 平方フィート、丸めて 12 平方フィートの比率とされるべきであろう。

(p.581) これは今日最も一般的に用いられている比率であり、それは、ボイラの不必要な損耗を生じることなく十分な蒸気を与えるであろう。しかし、最も経験豊かな技術者の意見では、より大きなボイラ表面積を設けて、1 馬力あたりの面積を 15 から 18 平方フィート程度にすると、同じ燃料消費のもとでより多くの蒸気が生成できるとされている*15。

1 馬力あたりのボイラの加熱面を 12 平方フィートにすると仮定する。その 1 平方フィートは、毎分 3 立方フィートの蒸気を発生し、その時、蒸気は同じ重量の冷水の体積の 1700 倍であるとすると、毎分 1 立方フィートの水を蒸発させるには、(1700 ÷3 =) 567 平方フィートの加熱面を必要とするであろう。同じ比率で、ボイラの加熱面から毎分蒸発する水の膜の厚さは、(3 フィートつまり 36 インチ ÷1700 =) 0.0212 インチ、つまり $\frac{1}{47}$ インチの厚さとなる*16。

ボイラの加熱面の異なる部分で発生する蒸気の量が大きく異なることは、覚えておく必要がある。蒸気の最大発生場所はボイラの水平底部であり、火炎が直接その下面とその上の水に当たる。煙道にさらされた表面は、蒸気を発生するのにはるかに非効果的である。上記の記述は、ボイラ内で火炎にさらされるすべての加熱面の平均に対して適用され、ボイラの底の下にさらされる水平面の広さは、一般に、ボイラの外側回りの煙道内にさらされる鉛直面の広さの約 $\frac{3}{7}$ である。

ワット氏の回転機関のボイラで火炎にさらすべき面積を求めること。

規則：シリンダ直径 (インチ) の 2 乗に 1 分あたりのピストンの運動 (フィート/分) を掛けて、その積を 500 で割る。その商は、熱にさらされるべき適切な表面積 (平方フィート) となる。

例：20 馬力機関のシリンダは直径 24 インチであり、そのピストンは 5 フィート長さの行程を毎分 21 行程行う。その運動は = 210 フィート/分となる。その時、24 インチの 2 乗 = 576 円インチ、×210 フィート = 120960 円筒インチ・フィートの蒸気が毎分必要となる (無駄となる量を考慮せず)。÷500 = 241.9 平方フィートがボイラの加熱面の適切な大きさである。これは 1 馬力あたり 12 平方フィートに非常に近い値である*17。

計算式 (訳注)：ボイラの火炎にさらされる面積 1 平方フィートあたりの大気圧蒸気発生量は、3.0 立方フィート/分で

*15 ランカシャー州のボルトン (Bolton) のロスウェル、ヒック、ロスウェル (Rothwell, Hick, and Rothwell) の諸氏は、今日、工場用のワット氏の回転式機関を作る最も広範な実績を持っている。彼らは常に彼らの機関に非常に大きなボイラを使用してきていて、(火炎に) 露出された表面積は 1 馬力あたりほぼ 15 平方フィートの割合であった。これはボイラにとって有利な比率であることがわかっており、何年にもわたる運転の中で小さい比率で作られた場合よりもより経済的になる。

*16 (訳注) 毎分蒸発量 0.0212 in/min = 0.0090 mm/s を熱負荷に換算すると、大気圧の蒸発潜熱 2257 kJ/kg 、水比体積 0.00104 $\mathrm{m^3/kg}$ を用いて、

$$(\text{伝熱面熱負荷}) = (0.0090 \times 10^{-3}\ \mathrm{m/s}) \times \frac{2257\ \mathrm{kJ/kg}}{0.00104\ \mathrm{m^3/kg}} = 19.5\ \mathrm{kW/m^2}$$

となり、約 20 $\mathrm{kW/m^2}$ 程度である。

*17 1 馬力あたり 15 平方フィートの加熱面を与えるには、上記の規則の除数は、500 ではなく 400 にする必要がある。その比率では、毎分 1 立方フィートの水が蒸発させるには、709 平方フィートの表面積が必要である。

あり、隙間容積や凝縮による無駄としてその $\frac{1}{10}$ を考慮すると、次式が成立する。

$$3.0\ \mathrm{ft}^3/(\mathrm{min\ ft}^2)\times(\text{所要ボイラ面積 [ft}^2])=\frac{\pi}{4}\left(\frac{\text{シリンダ直径 [in]}}{12\ \mathrm{in/ft}}\right)^2\times(\text{シリンダ運動速度 [ft/min]})\times 1.1$$

これより、必要なボイラ面積は次式から求まる。

$$(\text{所要ボイラ面積 [ft}^2])=\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2\times(\text{シリンダ運動速度 [ft/min]})}{500.0}$$

与えられた条件を用いて、

$$(\text{所要ボイラ面積 [ft}^2])=\frac{24^2\times 210}{500.0}=241.9\ \mathrm{ft}^2$$

(訳注終わり)

注意：この規則は、公称馬力のとおり適切なパワーを出力し、そのとき、ボイラは最適の条件で動作していると仮定している。もし機関が過負荷状態であれば、ボイラは十分な蒸気を供給することはできるが、特にボイラが鉄板製である場合には、それは推奨される条件よりもより多くの燃料投入を必要とするであろう。

加熱面の水平部および鉛直部の相対的な大きさは、その構造に応じてボイラごとに異なる。いくつかの極端な場合では、鉛直面は水平面の 2 倍の大きさであり、3 倍となる場合もある。最良の構造の多数のボイラの検査結果から、その通常の比率は、水平面 3 に対して鉛直面 7 であるように見える。

(p.582) 全加熱面の適切な大きさは上記の規則により求められ、その全加熱面積に 0.3 を掛けた面積が、上面が水で満たされて下面に熱が加えられる水平面の大きさである。また、全加熱面積に 0.7 を掛けた面積が、その一方側に熱が加えられて反対側は水で満たされている鉛直加熱面の大きさである。例えば全加熱面積 242 平方フィートの 20 馬力機関では、242 平方フィート $\times 0.3 = 72.6$ 平方フィートが水平加熱面であり、242 平方フィート $\times 0.7 = 169.4$ 平方フィートが鉛直加熱面である。

ボイラに設けることのできる加熱面の大きさは、その効果になんの大きな差異を生じることなくかなりの自由度を持っているが、表面積が過小であるよりも過大である方が有利である。とりわけ、ボイラに給水される水が沈殿物を堆積させたり、ボイラ内面に土状の付着物を形成しやすい場合には、特にそうである。なぜなら、そのような沈殿物または付着物は、金属を通して水への熱の通過を大きく妨げるからである。もし表面積を大きくすることができれば、その堆積はより広い範囲に広がるので堆積物はより薄くなり、その堆積物を通過する熱量が少なくて済むため、抵抗がより少なくなるであろう。この状況は最も重要であり、劣悪な水による弊害を取り除いたり削減したりする最も効果的な手段である。

ボイラ内の加熱面の異なる部分で蒸気を生成する比率がいくらになるかは、確認されていないが、熱が持つ上昇しようとする性質のために、水平面は鉛直面よりはるかに効率的であることは確かである。幾人かの技術者は、ボイラの水平面は同じ大きさの鉛直面の 2 倍の蒸気を生成するとの考えを持っているが、この考えは実験に基づくものではない。また、水平面の異なる部分から生成される蒸気の量も、鉛直面の異なる面と同様に、火炎がボイラの各部分に作用する力の大きさに応じて、明らかに非常に大きな差がある。

最大の熱は、火格子の後部の上方および火堰 (ひぜき；fire-bridge) の上方で、ボイラの底部へ伝達され、そこでは、ボイラ底部は通過する火炎の流れに加えて、燃焼する燃料の放射熱を受ける。一方、火格子の前端の上方のボイラ底部は、あまり熱を受けない。なぜなら、火炎および加熱されたガスの流れが後方へ向かっていて、熱は鉛直に上昇せずに斜め方向へ上昇して、炉の後部の火堰 (ひぜき) 近くのボイラ底部下面へ衝突するからである。火格子の前端は常にボイラ前端の下方に配置され、水平より約 20 度下方へ傾斜させて火格子を配置することが有利であると考えられている。ボイラ底の下方に火炎をより均一に作用させるために、その火

格子の前端は最も高くされてボイラの底に最も近くに位置し、奥側の端部はより低くされてボイラの底から遠くに位置するように配置された。

火格子が水平の場合、火堰 (ひぜき) の前面または炉の後端は通常鉛直に立てられるが、火格子が斜面上にある場合は、火堰の前部は上端が後方へ傾斜するため、火堰の頂部のボイラ底真下へ火炎を急激に衝突させることがなく、後方のボイラ底の下へ導くことができる。

火堰の真上となるボイラ底の部分は、その下面に火炎の作用を受けて大量の蒸気を発生させる。いくつかのボイラでは、ボイラのアーチ状の底に合わせて、ボイラ底部の下のレンガ組みが上方に凸のアーチ形状に作られ、ボイラ底部の全ての部分の下に同じ高さの隙間を残して火炎の通路を設けている。ボイラの底部へレンガ組みが近づくと、火炎をボイラ底へより近づけることになると考えられている。他のボイラでは、ボイラ底部の下のレンガは平坦に作られ、それらの間に火炎が通過するかなりのスペースが残されている。火炎は上昇しようとする性質を持つためにボイラの底部に接触し、また、火炎の流れのための十分な通路が残されておれば、火炎はよりゆっくりと動くために底部と長い時間接触することになり、通路が狭い場合よりも多くの熱を伝えるようになる。通路が狭い場合には、流れはより速くなるからである。

(p.583) ボイラの後方端でボイラ底が直立部に接合する角 (かど) は、火炎のかなりの作用を受けるが、ボイラの端部および側部の鉛直面に対する熱の横方向への作用は、水平の底面の下よりも必ずはるかに小さな作用となる。また、鉛直面の下部分に比べてその上部分では、加熱された流れは上昇するであろうから、熱はより強く作用する可能性が高い。外部煙道、つまりボイラの側部および端部と周囲のレンガ組との間に残された空間は、小さくなり過ぎてはならない。そうでない場合は、その外部煙道を通る流れは非常に急速となり、火炎および加熱されたガスがボイラに接触して十分に長く留まることがなく、その熱をボイラ内の水に伝達することができなくなるであろう。

火炎および加熱されたガスが、炉から煙道終端でボイラを出て煙突へ逃げるまでのコースの全部分を通過する間で、ボイラのすべての加熱面部分は、できるだけ多くの熱を受けて吸収するように考慮されるべきである。ボイラの底部は、火炎の最初の直接的な作用を受けて、蒸気発生の主な部分を生み出すであろうが、熱のかなりの部分はボイラ直下部から周囲の煙道へ渡されるため、流れが煙道の終わりに達するまでに、ほとんど全ての熱を水に伝えられるように、ボイラはその煙道内に十分な表面を露出させるべきである。煙道ガスの流れは、煙突内で残った熱によりドラフトを作り出し、それにより煙道を介して火格子上の燃焼を活性化するので、そのドラフトを生み出すのに必要な最小限の熱だけを残して煙突に入るべきである。

煙道の通路は、狭くなり過ぎてはならない。なぜなら、加熱されたガスの流れが狭くなった煙道を通過する際に遭遇する抵抗により、ドラフトが損なわれることになるからである。または、十分なドラフトが得られるのであれば、それは煙突の頂上での不必要な熱の損失によってのみ引き起こされるのであり、その犠牲が伴ったとしても、煙道を通る流れが急速であれば、ボイラへ熱を適切に伝達するのに、さほどの時間はかからないであろう。

■火格子の寸法　火格子の面積は、その上で消費する石炭の量およびその質に比例させるべきである。瀝青質の石炭は溶けて一緒に固まって塊状となり、多量の炎と煙を伴って燃焼するので、溶けずに少量の炎で燃える普通の石炭よりも、より薄く火格子の上に広げる必要がある。なぜなら、普通の石炭の間にはより大きな隙間が残り、火炎の中へ空気が通る通路になるからである。一方、瀝青炭はその燃焼により普通の石炭より一般により多くの熱を発生し、同じ効果を生み出すのに要する量が少なくなる。

ある種の石炭では、クリンカーと呼ばれる半溶融物質の塊により、火格子を詰まらせる可能性が非常に高くなる。クリンカーは灰または石炭の土質成分が半ガラス化することにより生じて、燃焼後も残存する。しか

し、それは灰のように火格子を通って落ちるのではなく、火の激しい熱により部分的に溶かされて粗いガラスまたはスラグ状の塊を形成し、火格子棒の間の隙間をせき止める。そのため、石炭が燃えるときに石炭の灰が落下するのを妨げ、そして、それらの灰もクリンカに混ざって弊害を増長し、適切に火を燃やすための空気が火格子を通って十分に入れなくなる。これらの種類の石炭は非常に扱い難く、棒の間の隙間は、鉄製のフックを用いて火格子の下側から頻繁にかき出されなければならない。そのような石炭のための火格子は、クリンカーで詰まる傾向を押さえて部分的に詰まった隙間を補うために、きれいに燃える石炭の火格子よりも大きいサイズでなければならない。

(p.584) ワット氏の回転機関の種々の例では、火格子の面積は 1 馬力あたり $\frac{1}{2}$ 平方フィートから 1 平方フィートまでの間で変化しているが、石炭が良質なものであればほとんどの場合、1 馬力あたり $\frac{2}{3}$ ないし $\frac{3}{4}$ 平方フィートの火格子がうまく応えていることがわかる。

良質のニューカースル炭の消費が 1 馬力あたり毎時 10 $\frac{1}{2}$ ポンドの割合であり (第 6 章 p.488 参照)、火格子は 1 馬力に対して $\frac{3}{4}$ 平方フィートであると仮定すると、石炭の消費量は火格子面の 1 平方フィートあたり 1 時間に 14 ポンドの割合となる。つまり、火格子の 1 平方フィートあたり、1 時間に石炭 $\frac{1}{6}$ ブッシェルとなる。これより、8 馬力の機関に適したサイズの面積 6 平方フィートの火格子は、毎時 1 ブッシェルの石炭を燃やすであろう。

ボイラに 1 馬力あたり 12 平方フィートの加熱面を設けるとすると、火格子の面積はボイラの加熱面の面積の $\frac{1}{16}$ となる。

火格子の棒は通常、上端の幅が約 2 または 2 $\frac{1}{4}$ インチの鋳鉄でできていて、隣接する棒の間に火への空気を通過させるために、約 $\frac{3}{8}$ ないし $\frac{1}{2}$ インチの間隔が空けられている。空気通路の面積は通常、火格子の全面積の約 $\frac{1}{7}$ である。棒の下端は上端よりはるかに狭く、灰がより容易に通って落ちるように下方の隙間を広く残している。ボイラマンが棒の間の空間をかき出すことができるように、棒の端は焚口 (たきぐち) 方向へ向けられる。火格子が 5 フィートより短い場合は、棒を 1 本の長さにするのが一般的であるが、5 フィート以上の長さの火格子では、一般に 2 本の棒が適用され、それらの端は、火格子の中央の下を横切って渡されて取り付けられた支持棒の上で支持される。

■燃焼用燃料を受ける炉の寸法　火格子棒からボイラの底までの高さは通常、アーチ型の底中央で 20 から 24 インチの間で、ボイラ周辺部で約 11 から 14 インチである。これは火格子が水平の場合であり、火格子が傾斜している場合は、後端部の棒はしばしばボイラ底の 36 インチ下方となる。アーチ型の底部の全幅は、ボイラがレンガ造りの上に載っている両側の 3 ないし 4 インチの部分を除いて、火の作用にさらされる。熱にさらされる凹面の底の幅は、一般にボイラ全幅の約 $\frac{9}{10}$ である。火格子は通常、露出されるボイラ底の部分と同じ幅であるが、そうでない場合は、レンガ造りの壁は火格子の両側から上方へ向かって傾斜して、適当な幅まで外側に広がるように作られる。

■煙道の寸法　火炎が通過する炉の後端つまり火堰 (ひぜき) は、通常、火格子の上方へボイラ底から 9 ないし 15 インチの位置まで立ち上げられ、アーチ型の底に対応する形に作られる。このように火堰の頂部とボイラ底との間に火炎のために残された通路の面積は、火格子の面積の $\frac{1}{4}$ ないし $\frac{1}{5}$ 、つまりボイラの加熱面面積のほぼ $\frac{1}{72}$ の大きさである。それは 1 馬力あたり $\frac{1}{6}$ 平方フィートとなる。

ボイラ底の下で火堰の向こう側の火炎の通路の面積は、火格子の面積の約 $\frac{1}{3}$ 、つまりボイラの加熱面面積の $\frac{1}{48}$ であり、それは、1 馬力あたり $\frac{1}{4}$ 平方フィートである。

(p.585) ボイラの下部周囲の外部煙道の通路面積は、通常火格子の面積の約 $\frac{1}{5}$ 、つまり加熱面面積の $\frac{1}{84}$ であり、それは、1 馬力あたり $\frac{1}{7}$ 平方フィートである。

■鉛直の煙突の寸法　煙突内部の通路の面積は、それを通して上昇する加熱空気とガスの量に比例する必要がある。その面積は通常火格子の $\frac{1}{6}$ つまりボイラ加熱面の $\frac{1}{96}$ の比率であり、それは 1 馬力あたり $\frac{1}{8}$ 平方フィートである。50 馬力機関の煙突は、$\frac{1}{8} \times 50 = 6.256.25$ 平方フィート $=$ 2 $\frac{1}{2}$ フィート角 である[*18]。火格子の位置から煙を放出する煙突先端までの鉛直高さは、60 から 120 フィートとすべきである。加熱された空気とガスの流れが通過する大きな通路がある大型ボイラは、煙道を通して効率的なドラフトを作り出すために、小さいボイラより煙突の高さをより高くすることが必要である。

ボイラ、火格子、炉、煙道についての上記の比率はそれほど正確ではなく、実際には、それからの非常に大きくはみ出るものがある。しかし、上記の比率はおそらく最高の基準であり、ワット氏の実機の例に最も近いものである。

■30 馬力機関用のワゴン・ボイラの寸法　[*19] 非常に経験豊富な技術者により作られたこのボイラは、ボイラの寸法に対して既に設定した種々の比率の例として役立つであろう。

ボイラは直径 5 $\frac{1}{2}$ フィート、長さ 17 フィート、水平面積 93 $\frac{1}{2}$ 平方フィートである。ボイラの全高さは、7 $\frac{1}{2}$ フィートである。アーチ型の底は熱にさらされている部分の幅 4 $\frac{3}{4}$ フィートの中央で、10 インチ高くなっている。シーティングつまりレンガ造りの上に載せられている底の部分は、各側に幅 4 $\frac{1}{2}$ インチである。ボイラの側面は鉛直の平面ではなく、その高さの中央で鉛直から 3 インチ内側へ湾曲している。そのため、ボイラの最も狭い部分の幅は 5 フィートである。水面はその円筒部の中心軸の高さであり、蒸気のために確保された空間は直径 5 $\frac{1}{2}$ フィート、長さ 17 フィートの半円筒形であり、内容量 202 立方フィートである。

ボイラはその全長にわたる管を有していて、それは炎と熱を水の内部に通す内部煙道として機能する。この内部煙道の上下面は幅 20 インチ、長さ 17 フィート、面積 $=$ 28 $\frac{1}{3}$ 平方フィートの水平の平面である。その煙道の頂部と底部の間の鉛直方向距離は 2 $\frac{1}{2}$ フィートであり、水は煙道の頂部の上 11 インチの深さとなっている。また、煙道の底はボイラのアーチ形の底の山頂より 6 インチ上である。内部煙道の側面は外側に湾曲しており、その高さの中央部で幅 28 インチとなっている。煙道の側面とボイラの側面の間に水のために残された何もない空間は、最も狭い部分で各側に幅 16 インチである。火炎が内部煙道を通る通路の面積は 4 $\frac{3}{4}$ 平方フィートである。

(p.586) ボイラのアーチ形の底の下方からの熱にさらされる水平面は、幅約 5 フィート、長さ 16 $\frac{1}{2}$ フィート、$=$ 面積 82 $\frac{1}{2}$ 平方フィートであり、これに内部煙道の水平上部の 28 $\frac{1}{3}$ 平方フィートを追加して、火炎にさらされる水平面は 110 $\frac{5}{6}$ 平方フィートとなる。内部煙道の平らな底部は加熱面としては考慮されていない。内部煙道の両側は長さ約 5 $\frac{1}{3}$ フィート ×長さ 17 フィート$=$ 面積 90 $\frac{2}{3}$ 平方フィートが火炎にさらされている。ボイラの外側では、外部煙道の中でボイラの側面と端面のまわりで、長さ 44 フィート、高さ 46 インチ、$=$ 面積 168 $\frac{2}{3}$ 平方フィートの表面が露出されている。その値から、内部煙道の二つの開口端の面積として 9 $\frac{1}{2}$ 平方フィートを差し引くと、外部煙道に露出された鉛直面は 159 $\frac{1}{6}$ 平方フィートとなる。ボイラ全体で露出した鉛直面は 249 $\frac{5}{6}$ 平方フィートとなる。

ボイラ全体で、熱にさらされる総表面積は 360 $\frac{2}{3}$ 平方フィートである。水平面の割合は全表面の 0.307 で、鉛直面の割

[*18] アルビオン・ミルズのワット氏の 50 馬力機関の煙突は、わずか 2 フィート角であった (第 6 章 p.511 を参照)。

[*19] ボールトン・ワット商会は、上記と同じ寸法のボイラをもつ数台の 36 馬力機関を製造した。それらの加熱面は、1 馬力あたり 10 平方フィートの割合である。ここで採用されている 12 平方フィートの比率に従うと、そのサイズのボイラは、前述のように 30 馬力の機関に適しているであろう。1 例では、ある 36 馬力の機関は、銅板でできたそのようなボイラを 1 缶だけ有し、数年の間は、機関に供給するのに十分であることがわかった。ただし、それは過負荷で運転されることはなく、また、ボイラに供給された水は、硬い缶石を堆積する性質のものではなく、わずかな泥状スライムの堆積物だけであった。

同じ寸法と構造の別の 36 馬力機関 (Plate XXI を参照) は、長さが 17 フィートでなく 18 $\frac{3}{4}$ フィートであることを除いて、上記と同じ寸法の鉄製ボイラを 2 缶有している。これらすべてのボイラで、火格子長さは 5 フィートに代えて 6 フィートであり、火格子面積は 22 $\frac{1}{2}$ に代えて 27 平方フィートである。その火格子は水平である。

合は 0.693 である。これは、前述の 3：7 の比率に非常に近い値である。

その火格子は幅 4 $\frac{1}{2}$ フィートであり、幅方向に 17 本の火格子棒が約 3 $\frac{1}{8}$ インチ間隔で並べられている。火格子棒の上端の幅は 2 $\frac{1}{2}$ インチであり、それらの間隙は $\frac{5}{8}$ インチ幅である。火格子の長さは 5 フィートであり、長さ 2 $\frac{1}{2}$ フィートの 2 本の火格子棒が縦方向に並べられている。火格子の面積は 22 $\frac{1}{2}$ 平方フィートであり、1 馬力あたり $\frac{3}{4}$ 平方フィートの割合となる。火格子の前端は、ボイラの側面部の底から 14 インチ下方で、そのアーチの中央部から 24 インチ下方である。棒は水平から約 20 度の角度で後方へ傾斜していて、火格子の遠端がボイラの底から側面部で 30 インチ下方、アーチの中央で 40 インチ下方となっている。

火格子の後端にあるレンガの壁は炉の端となり、後方に傾斜して火格子に対してほぼ直角になっていて、ボイラの底の 13 インチ以内まで立ち上がって、火炎が通過する火堰 (ひぜき) を形成している。その火堰の頂部は、ボイラのアーチ形の底部に対応して湾曲していて、火炎が通過するために、約 5 $\frac{1}{8}$ 平方フィートの通路を残している。この広さは、ボイラの全加熱面の $\frac{1}{70}$ の割合である。火堰を越えた向こう側のボイラの底の下方のスペースは、幅 4 $\frac{3}{4}$ フィート、側面部で高さ 15 インチ、中央部で高さ 25 インチである。火炎の通路として残された断面積は約 $7\frac{1}{2}$ 平方フィート、つまり加熱面の $\frac{1}{48}$ となる。内部煙道を通る通路面積はほぼ 4 $\frac{3}{4}$ 平方フィートであり、それは加熱面の $\frac{1}{76}$ である。

外部煙道を通る通路の面積は 4 $\frac{1}{4}$ 平方フィートで、つまり、加熱面積のほぼ $\frac{1}{85}$ である。ボイラの側面とレンガ造りの壁の間の空間は、幅約 14 インチであり、外部煙道を形成している。その煙道の全高さは 49 インチで、その底はボイラのシーティングの 3 インチ下方にあり、集まってくる煤 (すす) または灰がボイラに触れないようにされている。煙道に露出しているボイラ側面の高さは、前述のように 46 インチであり、これはボイラの幅 (5 $\frac{1}{2}$ ft) の $\frac{7}{10}$ である。その露出面の上のラインは内部煙道の頂部と同じ高さであり、そして水面は外部煙道および内部煙道の頂部の上方 11 インチである。

30 馬力を発揮するためのボイラの蒸発量は、約 $\frac{6}{10}$ 立方フィート/分である。水の表面積は 93.5 平方フィートであり、その水面は、ボイラに給水がなされない場合、毎分 0.077(= $\frac{1}{13}$) インチの速度で沈み込む。これより、煙道の頂部がまったく乾いた状態になるまで水を蒸発させるまでに、給水なしで (11 インチ ×13 分 =) 143 分 (つまり 2 時間 23 分) 要することになる[*20]。

火炎と加熱されたガスはボイラ底の下を水平に通過した後、ボイラの後端で立ち上がり、内部煙道を通って水平方向にボイラの前端へ戻る。それから流れは分かれて、その半分はボイラの一方の側面の煙道に沿って通過し、他方の半分は反対側の煙道に沿って通過する。二つの流れはボイラの後端の向こうで再び一つに合流する。合流して形成される単一の煙道に摺動ダンパーが挿入され、その単一の煙道は、内側 2 フィート角 (= 4 平方フィート) で高さ 80 フィートの鉛直の煙突に到達するまで続く。

(p.587) 全てのボイラでこのように加熱されたガスの流れが二つに分割されるわけではなく、より一般的には、それはボイラの回りを一方向に回って流れる。前端の内部煙道からボイラの一方の側面に沿って後端を越えて回り、ボイラの反対側に沿って戻ってくる。その際、流れはより長い行程を通過しなければならないので、そのより多くの熱をボイラ内の水に伝達することになると考えられている。しかし、長い通路はドラフトの妨げになり、煙突がボイラの炉から遠い端にある場合、レンガ造りの壁の中に、ボイラの全長にわたる煙突につながるもう一つの戻りの煙道が作られなければならない。一方、流れが二つの煙道に分割される時は、ガ

[*20] このボイラが 36 馬力機関に蒸気を供給するとした場合、毎分 0.75 立方フィートを蒸発させ、それにより、水面は給水なしで毎分 0.096 インチ、または 10 $\frac{1}{2}$ 分にほぼ 1 インチの速度で沈むであろう。その時、煙道の頂部が乾くまでに 115 分 つまり 2 時間もかからないであろう。

スの流れはそれらを通ってよりゆっくりと動き、ボイラに熱を加える時間がより長くなる。そして、通路が広くなるのと同時により短くなり、ドラフトは損なわれない。二つの方法のどちらが最もよく動作するかは決められていないが、両方の案が使用されている。そして、不必要な長さの煙道が不要になるように、煙突が炉の近くのボイラの前端に位置する場合は、一巡する煙道は分割された煙道と同様に良好に動作する。

ボイラはしばしば上記の比率および寸法に従って、水の中を通す内部煙道を用いずに作られ、そのようなボイラの例が Plate XI および XII に示されている (第 6 章 p.495 を参照)。同じ広さの表面が熱にさらされると仮定すると、単純なボイラの効果は内部煙道を持つボイラとほぼ同じものになる。その単純なボイラでは、外部煙道を通る流れは常に一方向にボイラの外側を一巡し、ボイラの各側を一度流れるのに二つの流れに分かれることがない。

内部煙道のない単純なボイラは建造費が最も安く、そして最も耐久性がある。なぜなら、このボイラの最も熱にさらされる加熱面の上にはかなりの深さの水があり、その面は常に十分に水で覆われているにちがいないからである。しかし、内部煙道は、その上端の上にはわずかの水深しか無く、その水の重さつまり水圧は加熱面に水を密着させ続けることができず、そして水深が浅いため、ボイラへの給水不足により損傷しやすくなる。ボイラ内を通る内部煙道は、一般に他の部品より先に損傷する。

ボイラの金属表面のある部分がその下から強く加熱されて、その上面が水で覆われて非常に急激に蒸気を発生するとき、蒸気は大きな気泡の中に形成され、気泡は加熱面から離れて水の全水深内を上昇する。蒸気泡が発生するたびに、必然的に蒸気は水を加熱面と接触しないように排除せざるを得ないが、気泡が上昇する時、水はその自重つまり水圧によってその表面に戻り、その圧力が大きいほど水は速く戻る。蒸気の発生が非常に急速であるとき、このような状況はいくらか重要となる。その時、蒸気泡は互いに引き続いて急速に発生して、全時間のかなりの間、水が排除されて表面と接触しなくなるからである。その結果、金属の酸化は本来あるべき速度よりも、より速くなるに違いない。このことは特に鉄製ボイラの場合に当てはまる。

内部煙道を有するボイラは単純なボイラよりも、露出面に比較して含有する水量が少ないので、水を加熱して最初に水蒸気を発生するのに要する時間と燃料が少なくて済み、そしてその場合、短い一日の仕事を行うために、毎朝ボイラに火入れをしなければならないとき、水を加熱する際の損失の一部を節約できることは一つの利点となるであろう。しかし、ボイラが定常的に動作している時、ボイラにいくらの量の水が含まれているかということは、適切なレベルに満たされている限り重要ではない。ボイラに加熱された水を大量に保有することは一つの利点である。なぜなら、ボイラ内の水は、火が通常よりも急速に燃えた時にその温度を上げることにより、熱を受け取る受容器として機能し、そのように加熱された水は、火が弱くなった時に再び温度を下げることにより、その熱を蒸気へ放出するであろう。水の量が少なければ、それほど多量の熱を吸収することはできず、その結果、火が強く燃えるときは常に、熱の大部分が煙突から逃げていくであろう。

(p.588) 上記の比率に従って建造されたワゴン・ボイラでは、熱にさらされる表面は、以下の規則により平方フィート単位で計算することができる。

規則：ボイラの長さ (フィート) に幅 (フィート) を掛けると、その積は水の表面積 (平方フィート) である。内部煙道の無い単純なボイラであれば、これに 2.3 を掛けるか、または、内部煙道を備えたボイラのであれば、3.5 を掛けると、その積は、底面および側面で火炎にさらされる表面積 (平方フィート) である。これに二つの端面で熱にさらされる面積 (平方フィート) を加えると、その和は全加熱面となるであろう。後者の二つの端面での面積は、ボイラの幅 (フィート) の 2 乗に 1.4 を掛けることにより求まる。しかし、内部煙道がある場合は、その両端がボイラの端面上で開いた面積を除外するために、その合計の $\frac{1}{39}$ を差し引く必要がある[*21]。

例：長さ 17 フィート、直径 5 $\frac{1}{2}$ フィートで、その中に内部煙道を有するワゴン・ボイラがある。17 フィート ×5.5

[*21] (訳注) この比率 $\frac{1}{39}$ は底面、側面、端面を合わせた全ての面を基準としているが、その根拠は示されていない。内部煙道が端面を切り取る面積であるから、端面だけを基準にする方が合理的と思えるが、原文に忠実に従うことにする。仮に、端面だけを基準

フィート $=$ 水面面積 93.5 平方フィート、底面および側面加熱面は $\times 3.5 = 327.25$ 平方フィートとなる。これに両端面面積 ($5.5^2 \times 1.4 =$) 42.35 平方フィートを加えて、$= 369.6$ 平方フィートとなる。それから、内部煙道の両端面積としてその $\frac{1}{39}$ つまり 9 $\frac{1}{2}$ 平方フィートを差し引くと、前の計算と同様に、火炎にさらされる表面積 360.1 平方フィートが求まる。

同じボイラが内部煙道を持たない場合、17 フィート $\times 5.5$ フィート$= 93.5$ 平方フィート、$\times 2.3 = 215.05$ 平方フィート (底面および側面面積)、$+$ ($5.5^2 \times 1.4 =$) 42.35 平方フィート (両端部面積)、$= 257.4$ 平方フィート (火炎にさらされる全表面積) となる。1 馬力あたり必要面積が 12 平方フィートであるとすると、$\div 12$ 平方フィート $= 21.45$ 馬力が見込まれる。

注意：3.5 を掛ける代わりに、その逆数 0.2857 で割っても同じ結果が得られる。計算尺を用いるにはこちらが便利である。1.4 の逆数は 0.7143 である。そして内部煙道のない単純なボイラに対しては、2.3 の逆数、0.4348 が除数として使用できる[*22]。

計算式 (訳注)：

内部煙道を有するワゴン・ボイラの場合：

$$
\begin{aligned}
(\text{底面・側面の露出面積 [ft}^2]) &= \underbrace{(\text{長さ [ft]}) \times (\text{幅 [ft]})}_{(\text{水面面積 [ft}^2])} \times 3.5 = 17 \times 5.5 \times 3.5 = 327.25\ \text{ft}^2 \\
(\text{端面の露出面積 [ft}^2]) &= (\text{幅 [ft]})^2 \times 1.4 = 5.5^2 \times 1.4 = 42.35\ \text{ft}^2 \\
(\text{全露出面積 [ft}^2]) &= [(\text{底面・側面の露出面積}) + (\text{端面の露出面積})] \times \left(1 - \frac{1}{39}\right) \\
&= (327.25 + 42.35) \times \frac{38}{39} = 360.1\ \text{ft}^2
\end{aligned}
$$

内部煙道のない単純なワゴン・ボイラの場合：

$$
\begin{aligned}
(\text{底面・側面の露出面積 [ft}^2]) &= \underbrace{(\text{長さ [ft]}) \times (\text{幅 [ft]})}_{(\text{水面面積 [ft}^2])} \times 2.3 = 17 \times 5.5 \times 2.3 = 215.05\ \text{ft}^2 \\
(\text{端面の露出面積 [ft}^2]) &= (\text{幅 [ft]})^2 \times 1.4 = 5.5^2 \times 1.4 = 42.35\ \text{ft}^2 \\
(\text{全露出面積 [ft}^2]) &= (\text{底面・側面の露出面積}) + (\text{端面の露出面積}) \\
&= 215.05 + 42.35 = 257.4\ \text{ft}^2
\end{aligned}
$$

(訳注終わり)

注意：これらの規則は上記の比率に従って建造されたボイラにのみ適用できる。熱にさらされる底部の幅はボイラ全幅の $\frac{9}{10}$ 、外部煙道に露出しているボイラ高さは全幅の $\frac{7}{10}$ 、そして内部煙道の比率は上記の通りである。内部煙道無しでこの比率で建造された単純なボイラでは、ボイラの加熱面は水面面積の約 2.75 倍であり、1 馬力あたり 12 平方フィートの加熱面を割り当てると、1 馬力あたりの水面面積は、(12 平方フィート $\div 2.75 =$) 4.36 平方フィートの割合でなければならない。ボイラ内の水面面積の比率は、幾人かの技術者により計算の方式として使用されているが、それは比較上の問題に過ぎないので、それは異なった機関のボイラの長さ、幅および深さが、同じ比率であるときだけ適当できる[*23]。

注意：(p.589) 加熱面を大きくして蒸発量を多くするために大型のボイラを機関に用いたり、または、スペースと費用を節約するために、より小さいボイラを使用するのであれば、いずれの場合でも、火格子、炉、煙道、および煙突の寸法はほぼ同じにするべきである。なぜなら、これらの部品はボイラの加熱面面積に対応するのではなく、機関が発揮するべきパワーに比例するべきであるからである。事実、それらの部品は、消費される燃料の量に対応するべきであり、そしてボイラに大きな水表面積を与える目的は、より多量の燃料を消費することではなく、より少ない燃料で必要な量の蒸気を増やすことであるからである。また、もし機関に小さな表面を持つボイラが使用されたならば、それはより少量の燃料を要するのではなく、むしろより多くの燃料を必要とするであろう。

にするとすると、下記の例では $\frac{1}{39}$ ではなく、$\frac{1}{4.47} = 0.224$ となる。

*22 (訳注) 以下計算尺に関わる説明は、断らずに省略する。

*23 ボルトンのヒック氏は、自身のボイラを 1 馬力あたり水面面積 5 $\frac{1}{2}$ 平方フィートの比率としている。そのボイラには内部煙道がなく、ほぼ上記の比率となっている。加熱面は 1 馬力に対して 12 平方フィートでなく、(5.5 平方フィート $\times 2.75 =$) 15.1 平方フィートとなり、約 15 平方フィートとなっている (p.581 の注意を参照) 。

ボイラの炉と煙道についての前述の規則と比率は、1 馬力あたりの加熱面積 12 平方フィートとする許容値 (p.581 を参照) に合わせられていて、そして加熱面積がその比率から外れる時は常に、火格子、煙道、および煙突の寸法は、ボイラのその加熱面ではなく、馬力に比例するべきである。加熱面はより大きい比率となったり小さい比率となったりすることがあり、他の部品はそうではなく、同じ程度の値となるからである。

すべてのボイラの上部の外表面は、熱の無駄を防ぐために断熱性の物質で覆われるべきである。普通ボイラはレンガで覆われるが、幾人かの機関所有者は、そのように覆われるとボイラはより急速に崩壊すると考えており、その部分の金属を空気中にさらしたままにする方が良いとしている。ボイラ上部のわずかなすき間より蒸気が漏れた場合、それは凝縮して水になり、レンガ内に溜まって金属を酸化するようになるからである。ボイラが良好に作られていれば、そのような漏れは起こらず、そしてカバー部の経済性は非常に敏感な問題である。

ボイラを覆うための優れた案は、ボイラの半円筒部の上に約 4 フィート離して、ボイラに触れないように鋳鉄の半円形の輪を配置することである。鉄の半円輪の上にモミの木の厚板を並べて、ボイラを閉じ込める木製の半円筒を形成し、金属部分の回りに 3 ないし 4 インチの空気のための空きスペースを残す。その木材がレンガ造りや石材の壁で覆われているならば、熱が失われることはほとんどなく、そのようなボイラは、ボイラ係員と火床を覆う屋根を除いて、何もない状態で外気にさらされてもよいであろう。

蒸気管はボイラの最も高い部分に接続して、配管の開口部が水面から最も高いところに位置するようにし、沸騰の激しい攪拌により水が管内へ同伴される可能性を避けるようにするべきである。また、同じ理由で、その配管は、水平になってシリンダへ向かう前に、ある高さまで鉛直に立ち上げられるべきである。蒸気管は普通、1 フィート進んで約 1 インチ上昇する傾斜で設置される。最も低い端はボイラの方にあり、蒸気から凝縮された水がボイラへ排出されるようにされる。蒸気管は、その周囲に干し草の荒縄 (hay band) を非常にきつく巻きつけて保温し、その荒縄を帆布で覆うべきである。それにより、熱を極めて完全に保持できるであろう。

■蒸気管の寸法　蒸気管の内径は通常、蒸気シリンダの直径の $\frac{1}{5}$ 以上であり、したがって、その面積はシリンダの面積の約 $\frac{1}{23}$ である。蒸気管のサイズは、それに通すべき蒸気の量に比例するべきである。

標準として 20 馬力の機関を取り上げると、シリンダは (直径 24 インチ $=$) 576 円インチであり、$\div$20 HP より、1 馬力あたりピストン面積 28.8 円インチとなる。蒸気管は直径 5 インチで、その面積はシリンダ面積 576 円インチの $\frac{1}{23} =$ 25 円インチである。これは 1 馬力あたり 1 $\frac{1}{4}$ 円インチ ($=$ 0.982 平方インチ) の割合、または逆に、蒸気管の 1 円インチあたり $\frac{8}{10}$ 馬力の割合である。そして、1 馬力あたりのボイラの加熱面として 12 平方フィートを見込むと、蒸気管の面積 1 円インチに対して、加熱面面積 (12 $\div$1.25 $=$) 9.6 平方フィートの比率となる。

(p.590) **ボイラから蒸気を運ぶための蒸気管の内径を見つけること**。蒸気が発揮すべきパワー (馬力)、または、ボイラが熱にさらされる表面積 (平方フィート)、または、ピストンの動きにより毎分占められる体積 (円筒インチフィート)、の 3 者のうちいずれかが与えられているとする。最後のものは、シリンダの直径 (インチ) の 2 乗に、毎分のピストンの運動距離 (フィート/分) を掛けることにより得られる値である。

規則：蒸気が発揮すべき馬力を 0.8 で割る、または、ボイラの加熱面 (平方フィート) を 9.6 で割る、または、ピストンの運動 (円筒インチフィート/分) を 4840 で割る。その商は、蒸気管の適切な通路面積 (円インチ) であり、そしてその商の平方根は蒸気管の適切な内径 (インチ) である。

例：

(1) 出力 20 馬力が与えられると、$\div$0.8 $=$ 蒸気管断面積 25 円インチ。
(2) 加熱面面積 240 平方フィートが与えられると、$\div$9.6 $=$ 蒸気管断面積 25 円インチ。
(3) 別の方法として、シリンダの直径 23.72 インチ、ピストン速度 215 フィート/分 が与えられると、23.72 の 2 乗より面積 562.8 円インチ、$\times$215 より ピストン速度 121000 円筒インチフィート/分となり、これを 4840 で割ると 25 円インチとなる。

その平方根より、管の内径は 5 インチとなる。

計算式 (訳注)：

20 馬力機関のシリンダ断面積 $24^2 = 576$ 円インチ、蒸気管断面積 $5^2 = 25$ 円インチであること、1 馬力機関のボイラ加熱面 12 平方フィート、ピストンの運動 (蒸気消費量) 33 立方フィート/分 = 6049 円筒インチ フィート[*24] であることを用い、さらに出力 (馬力)、シリンダ断面積、加熱面面積、ピストンの運動、蒸気管断面積の間に比例関係が成立するとすると、次の表が得られる (安全弁については後述)。

馬力 HP	シリンダ断面積 cir. in	加熱面面積 ft^2	ピストンの運動 cyl. in ft/min	蒸気管断面積 cir. in	安全弁断面積 cir. in
20	$576(= 24^2)$			$25\ (= 5^2)$	
1.25		15	7562		1
1		12	6049	1.25	0.8
0.8		9.6	4840	1	

これより、蒸気管直径は次式より求まる。

$$
\begin{aligned}
(\text{蒸気管直径 [in]}) &= \sqrt{\frac{\text{機関のパワー [HP]}}{0.8}} \\
&= \sqrt{\frac{\text{加熱面積 [ft}^2\text{]}}{9.60}} \\
&= \sqrt{\frac{\text{ピストンの運動 [cyl. in ft/min]}}{4840}}
\end{aligned}
$$

(訳注終わり)

1 馬力あたり大気圧の蒸気を毎分 33 立方フィート、つまり 6050 円筒インチフィートを要すると見込み、1 馬力あたり $1\frac{1}{4}$ 円インチの蒸気管断面積と見込むと、蒸気が管内を通過する速度は、ピストンの全行程を通じて速度の変動の平均を取って、($6050 \div 1.25 =$) 4840 フィート/分、または ($\div 60 =$) 80.66 フィート/秒となる。ピストンが行程の中央付近にあるとき、p.416 および 490 (第 6 章) で既に述べた原理により、その速度は ($80.66 \times 1.57 =$) 126.6 フィート/秒となる。

機関に複数のボイラがある場合、傾斜している蒸気管とそのボイラとの連結を自由に遮断するために、各ボイラから上昇する直立蒸気管の上部に仕切り弁を設けなければならない。そのような仕切り弁の開口径は、同じボイラから蒸気を運ぶ直立した蒸気管の口径と完全に等しくなければなない。

一度に 2 缶または 3 缶のボイラが動かされるのであれば、各ボイラからの直立蒸気管および各管の仕切り弁は、それぞれのボイラの加熱面に比例する必要がある。そしてすべてのボイラからの蒸気を機関に運ぶ共通の蒸気管の断面積は、それらすべてのボイラの加熱面の合計に比例しなければならない。

■安全弁または放出弁　ボイラが作り出すすべての蒸気は、時折この安全弁を通して排出されなければならないので、この弁を機関の他の蒸気弁と同じサイズに作るのが合理的に見えるであろう。実際には、安全弁は他の蒸気弁のサイズの半分以上の大きさには作られていなく、それで意図した目的には十分であると考えられている。

[*24] (訳注)

$$1 \text{ cyl. in ft} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{1}{12}\right)^2 \text{ ft}^3 = 0.005454 \text{ ft}^3$$

安全弁の大きさについて確立された法則はないが、それは 1 馬力あたり $\frac{8}{10}$ 円インチを見込めば十分であろう。それは 1 円インチあたり 1.25 馬力、つまり、安全弁の開口部 1 円インチあたり加熱面 (12 ×1.25 =) 15 平方フィートである。

計算式 (訳注)：1 馬力あたりの安全弁開口面積は 1.25 円インチであることより前掲の表が得られ、これより、安全弁開口径は次式より求まる。

$$\begin{aligned}(\text{安全弁開口径 [in]}) &= \sqrt{\frac{\text{機関のパワー [HP]}}{1.25}} \\ &= \sqrt{\frac{\text{加熱面積 [ft}^2\text{]}}{15}} \\ &= \sqrt{\frac{\text{ピストンの運動 [cyl. in ft/min]}}{7562}}\end{aligned}$$

(訳注終わり)

(p.591) **安全弁への荷重** は、弁で閉じられる通路面積 1 円インチあたり約 2 $\frac{1}{2}$ ポンドの割合となるべきである。これよりその通路の直径 (インチ) の 2 乗に 2.5 を掛けると、その積は弁の自重と付加する荷重の和 (ポンド) となる。

給水槽の水面は、通常、ボイラ内の水面から 8 フィートの高さにある。そのため、ボイラに蒸気が蓄積して、高さ 8 フィートの水柱の圧力以上に、より大きな弾性を持つようになったならば、その水は給水槽の頂部で押し出されるであろう。安全弁は、蒸気がその力を獲得する前に、安全弁を開いて蒸気を放出するように調整されるべきである。安全弁が開くのは、上記の力がつり合ったときであり、2 $\frac{1}{2}$ ポンド/円インチ は (×1.273 =) 3.183 ポンド/平方インチ に等しく、または、水銀柱高さ 6 $\frac{1}{2}$ インチ、つまり水柱高さ 7 $\frac{1}{2}$ フィートに等しい[*25]。

安全弁は正確に研磨され、その弁の縁が弁座に密着するように非常に正確にはめ合わされる。そのように接触した表面が完全に乾燥して、それらの間に水分が全くないとき、蒸気の圧力は弁の下の開口部に露出した部分に対してのみ作用する。しかし、その同じ弁が持ち上げられて蒸気がそれを通過した後、弁が再び閉じるときには、凝縮水または水分の非常に薄い膜が両表面間に挟まれたまま残るであろう。そしてこの膜は、接触している全ての表面全体に蒸気の圧力を伝達するのに十分であり、蒸気の圧力は弁座に接触している弁の縁を含む弁の表面全体の下方に作用する。この理由により、蒸気が安全弁の下面つまり接触部の内側の円形部分にだけ作用することにより、その弁を開くのに十分な強さを蒸気が獲得するまでは、その弁はあたかもシートに固着しているかのように閉じたままになる。しかし、弁が一度持ち上げられた後は、より容易に上がるようである。そのとき、蒸気ははめ合い部の外側の円を含めたすべての表面に対して作用するので、最初の場合のように、蒸気がそれほど大きな強さになるまで、蒸気を保持することはないからである。

■作動弁 (working valves) **の寸法**　ワット氏の方法は、円形リフト弁の開口部をシリンダの直径の $\frac{1}{5}$ に作るということであった。その通路の面積は、既に p.468 (第 6 章) で述べたように、シリンダの面積の約 $\frac{1}{27}$ である。これは弁の比率配分の正しい方式ではない。なぜなら、それらの通路のサイズは、シリンダのサイズに関係なく、それらを通過する蒸気の量によるべきであるからである。ワット氏自身のいくつかの機関を調べたところ、弁を通る通路の面積は、平均して 1 馬力あたりほぼ $\frac{8}{10}$ 平方インチである (第 6 章 p.470 を参照) ことがわかる。これは、蒸気をシリンダに入れるのに必要な通路より大きいが、排気弁を通る通路に望まれるほど

*25 水銀、水の比重量はそれぞれ 0.4903 lb/in^3、0.03619 lb/in^3 であることより、

$$\begin{aligned}3.183\ \text{lb/in}^2 &= \frac{3.183}{0.4903} = 6.49\ \text{inHg} \\ &= \frac{3.183}{0.03619} = 87.95\ \text{inAq} = 7.329\ \text{ftAq}\end{aligned}$$

となる。

大きいものではない。

シリンダに蒸気を入れる蒸気弁の通路として、1 馬力あたり 1 円インチ ($=0.785$ 平方インチ) を見込むと、ワット氏の比率とほぼ同じ大きさになるであろう。そのとき、機関が発揮する馬力の値の平方根が、インチで表した蒸気弁開口部の適切な直径になるであろう。

計算式 (訳注)：1 馬力あたり開口面積 1 円インチとすると、

$$(\text{蒸気弁開口部直径 [in]}) = \sqrt{(\text{機関のパワー [HP]})}$$

20 馬力機関の場合、4.47 in となる。

または、1 馬力あたりの蒸気消費量を 33 立方フィート/分 と見積もり、上の式に

$$\begin{aligned}(\text{機関のパワー [HP]}) &= \frac{(\text{ピストンの運動 [ft}^3/\text{min]})}{33\ \text{ft}^3/(\text{min HP})} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{\text{シリンダ直径 [in]}}{12}\right)^2 \times \frac{(\text{ピストン速度 [ft/min]})}{33\ \text{ft}^3/(\text{min HP})} \\ &= \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{ピストン速度 [ft/min]})}{6050}\end{aligned}$$

を用いると、

$$(\text{蒸気弁開口部直径 [in]}) = (\text{シリンダ直径 [in]}) \times \sqrt{\frac{(\text{ピストン速度 [ft/min]})}{6050}}$$

となる (訳注終わり)。

シリンダから蒸気を排出する排気弁の通路 (p.592) ワット氏の実例では、排気弁通路を蒸気弁通路と同じサイズに作っていたが、以下のように、排気弁通路をより大きい比率にする方がよいであろう。

1 馬力あたり 1.515 円インチ (= 1.19 平方インチ) の割合、または逆に、1 円インチあたり 0.66 馬力の割合とするべきである。後者の数値は、排気口の断面積を円インチ単位で求めるために、馬力の除数として使用できるであろう。したがって、20 HP $\div 0.66 = 30.3$ 円インチとなり、その平方根より、直径 5.5 インチとなる。

計算式 (訳注)：排気弁通路 1 円インチあたり 0.66 馬力の割合とすると、

$$(\text{排気弁開口部直径 [in]}) = \sqrt{\frac{(\text{機関のパワー [HP]})}{0.66}}$$

20 馬力機関の場合、5.5 in となる。

または、1 馬力あたりの蒸気消費量を 33 立方フィート/分 として、上の式の機関のパワーをピストンの運動で置き換えると、

$$(\text{排気弁開口部直径 [in]}) = (\text{シリンダ直径 [in]}) \times \sqrt{\frac{(\text{ピストン速度 [ft/min]})}{4000}}$$

となる (訳注終わり)。

上記の比率は、弁の開口部のためのものであり、蒸気管と排気管の比率はそれよりもむしろ大きくされるべきである。弁の通路を完全に開くためには、弁は直径の $\frac{1}{4}$ 以上持ち上げる必要がある。p.374 (第 5 章) を参照されたい。

注意：ボイラの加熱面および蒸気の種々の通路のサイズに関する前記の計算は、蒸気量をもとにして比例計算されている。それらの規則の中で馬力という用語が使われるとき、それは 1 馬力あたりシリンダ容積 33 立方フィート/分の規則 (p.575 を参照) に従って、正しく計算されていることを前提としている。馬力が正しく評価されていることが疑わしい場合には、ピストンの運動 (シリンダの直径とピストン速度) を用いる規則が優先されるべきである。

■空気ポンプの寸法　ワット氏の複動機関の通常の比率では、空気ポンプの直径はシリンダの直径の $\frac{2}{3}$ つまり面積で $\frac{4}{9}$ に作られる。しかし、空気ポンプバケットの運動はピストンのそれの半分しかなく、空気ポンプの容積はシリンダの容積のわずか $\frac{4}{18}$ である。そしてさらに、シリンダはピストンの上昇と下降の両方で蒸気を受け取るが、空気ポンプはバケツが引き上げられたときにのみ排気し、ポンプの有効容量は、シリンダのそれのわずか $\frac{4}{36}$ 、つまり、$\frac{1}{9}$ となるであろう。

フット弁を通る通路の面積は空気ポンプの面積の約 $\frac{1}{4}$ であり、空気ポンプバケットの二つの弁を通る穴の面積もほぼ同じ比率である。吐き出し弁は通常、ポンプの面積の $\frac{1}{4}$ よりもかなり大きく作られている。複動機関に対する空気ポンプの構造は、単動機関に対するものと正確に同じである。p.379 (第 5 章) を参照されたい。

■冷水ポンプの寸法　ワット氏の実例では、冷水ポンプの胴の実際の容積は蒸気シリンダ容積の $\frac{1}{24}$ であった。隙間スペースは考慮せずに、ピストンとポンプバケットのそれぞれの動きに応じてこれらの容積を計算している。複動機関のシリンダは、ピストンが下降しているときも上昇しているときと同様に、連続的に蒸気を消費するが、ポンプはバケットの上昇の間にだけ水を上げるので、揚水ポンプの有効容積は、蒸気を消費するシリンダの有効容積の $\frac{1}{48}$ となる。

ワット氏の複動機関の冷水ポンプの胴の適切な直径を求めること。蒸気シリンダの直径 (インチ)、大レバーの中心からピストンを吊り下げる継手までの距離 (インチ)、および、その中心からポンプのバケットを吊り下げる継手までの距離 (インチ) は与えられているものとする。

規則：シリンダの直径 (インチ) の 2 乗を 24 で割り、その商にピストンが吊り下げられている距離 (インチ) を掛け、その積をポンプバケットが吊り下げられている距離 (インチ) で割る。最後の商の平方根はポンプ胴の適切な直径 (インチ) である。

例：直径 24 インチのシリンダを持つ 20 馬力機関を仮定せよ。そのピストンは大レバーの中心から 96 インチの位置に吊り下げられ、ポンプのバケットは同じ中心から 40 インチの位置に吊り下げられている。そのとき、直径 24 インチの 2 乗 = 576 円インチ、÷24 = 24 、×半径 96 インチ = 2304 、÷半径 40 インチ = ポンプ胴面積 57.6 円インチが得られる。そして、57.6 の平方根よりポンプ胴の直径は 7.59 インチとなる。

(p.593)

計算式 (訳注)：ワット氏の比率は

$$\frac{(\text{ポンプバケット直径 [in]})^2 \times (\text{ポンプまでの腕長さ [in]})}{(\text{蒸気シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{蒸気シリンダまでの腕長さ [in]})} = \frac{1}{24}$$

これより

$$(\text{ポンプバケット直径 [in]}) = \sqrt{\frac{(\text{蒸気シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{蒸気シリンダまでの腕長さ})}{24 \times (\text{ポンプまでの腕長さ})}}$$

(訳注終わり)

シリンダの上部と下部のピストンが通過しない空きスペースとして、ピストンの運動で占められる空間の容積の $\frac{1}{10}$ を見込むと、その場合の蒸気の量は、冷水の量の $(48 + \frac{48}{10} =)$ 52.8 倍になる。また、ポンプの弁が閉じて水を保持する前に、水の戻りによりポンプの胴の容積の $\frac{1}{20}$ を失うと見込むと、1 単位量の冷水に対して $(52.8 + \frac{52.8}{20} =)$ 55.44 単位量 (の体積の) 蒸気を消費することになる[*26]。

ワット氏の見込みによると (第 5 章 p.376 を参照)、コンデンサに注入されるべき冷水の量は、実測値では、実際に消費された蒸気の量の $\frac{1}{60}$ になる。そして、ポンプはその比率より少しだけ多い量を凝縮槽に上昇する

[*26] (訳注) 正確には次のようになる。
損失のない蒸気シリンダと冷水ポンプでは、(本来の蒸気量)/(本来の冷水量) = 48 である。(実際の蒸気量) は (本来の蒸気

ので、少量の余分の水が水槽から流れ出て捨てられる。

上記の比率で作られた冷水ポンプは、機関がそれ以上でも以下でもなく標準のパワーを出力しているとき、機関に適切に給水するように調整されるであろう。機関が軽負荷になると、噴射コックが部分的に閉じられて、ポンプが上げるすべての水を注入しないようにされるであろう。しかし、機関が過負荷になると、そのとき、コンデンサを適切に冷却するために必要となる量の水を供給できなくなる。

適度な深さで十分な量の冷水が得られる場合は、過負荷になったときに機関に適切に供給することを見越して、冷水ポンプを上記の比率よりも大きくするのが得策である[*27]。しかし、冷水をかなりの深さから汲み上げなければならないのであれば、最初からポンプを必要以上に大きくすることは勧めることができない。むしろ、機関に過負荷がかかるときに、ポンプの胴とバケットをより大きなサイズに交換するのがよい。上述の規則は、除数 24 の代わりにその比率を表す適切な除数を使用すれば、要求される比率に応じて冷水ポンプのサイズを与えるであろう。

■ワット氏の複動機関に供給すべき冷水量　冷水ポンプの容量は蒸気シリンダの容量の $\frac{1}{48}$ であり、ポンプ弁を通る水の損失が $\frac{1}{20}$ であると仮定すると、ポンプにより引き上げられる冷水の量は、($48 + \frac{48}{20} = 50.4$ より、) ピストンがその運動で占めるスペースの $\frac{1}{50.4}$ 部分を占めるであろう。そのスペースは、1 馬力あたり毎分 33 立方フィートの割合であり、冷水の量は 1 馬力あたり毎分 ($33 \div 50.4 =$) 0.655 立方フィート、つまり $\frac{2}{3}$ 立方フィートである[*28]。つまり、1 時間あたり 40 立方フィートである。

噴射コックの開口部は、実測値で、機関が実際に消費する蒸気量の $\frac{1}{60}$ に等しい量の冷水をコンデンサに入れなければならない。ワット氏の比率 (第 5 章 p.376 を参照) によると、コンデンサに噴射される冷水の量は、ボイラで蒸発される量の 28.9 倍でなければならない。そしてその蒸発量は、1 馬力あたり毎分 0.021 立方フィート (水) である (p.578 を参照) とすると、噴射される冷水の量は、実際に機関によりなされる 1 馬力あたり、毎分 ($28.9 \times 0.021 =$) 0.607 立方フィートとなるべきである。つまり、($0.607 \times 144 =$) 87.4 平方インチフィート、つまり 1 インチ角で長さ 1 フィートの角柱 87.4 個分に等しい。

(p.594) 冷水は、大気の圧力により噴射コックを通ってコンデンサへ入れられる。コンデンサ内の蒸気の弾性は大気の圧力よりも低くなっていて、コンデンサに接続された気圧計の中の水銀柱は、少なくとも 26 インチ高さに維持されている。排気の通常の状態として水銀柱 26 $\frac{1}{2}$ インチをとると、それは高さ ($26.5 \times 1.129 =$) 29.92 フィートの水柱に等しく、そして、それが、噴射コックの通路を通して冷水を押す圧力であると考えてよいであろう。

29.92 フィートの高さを落下する重い物体は、$\sqrt{29.92} \times 8.021 = 43.87$ より、毎秒 43.9 フィートの速度を獲得する (序章 p.23 を参照)。狭い開口部からの実際の水の流出に関する実験により、水面から開口部までの深さだけ落下した物体が獲得する速度の、一般に約 0.65 倍の速度で流出することが確かめられている (第 7 章 p.572 を参照)。それにより、水は、毎秒 ($439 \times 0.65 =$) 28.53 フィート、つまり毎分 1712 フィートの速度で、噴射コックの開口部を通過すると結論できる。そして噴射される水の量は、1 平方インチあたり毎分 ($1712 \div 144 =$) 11.89 立方フィートつまり 12 立方フィートの割合になる。(1 馬力あたり必要な噴射水量は 87.4 平方インチフィート であるので、) 噴射コックは、機関が実際に出している 1 馬力あたり必要な噴射コック開口面積は ($87.4 \div 1712 =$) $\frac{1}{19.6}$ 平方インチ、つまり約 $\frac{1}{20}$ 平方インチとなる。

量)×($1 + \frac{1}{10}$) であり、(実際の冷水量) は (本来の冷水量)×($1 - \frac{1}{20}$) であるので、

$$\frac{(\text{実際の蒸気量})}{(\text{実際の冷水量})} = \frac{(\text{本来の蒸気量}) \times (1 + \frac{1}{10})}{(\text{本来の冷水量}) \times (1 - \frac{1}{20})} = 48 \times \frac{11}{10} \times \frac{20}{19} = 55.58$$

[*27] Bolton の Hick 氏は、20 馬力以下の小型機関に対して、シリンダ有効容量の $\frac{1}{48}$ の代わりに、普通 $\frac{1}{36}$ の比率で冷水ポンプを繋いでいる。これにより、機関はかなり過負荷になったときでも運転できるという利点が生じる。

[*28] ワット氏の機関の冷水の見込みは、1 馬力あたり毎分 3 $\frac{1}{2}$ エールガロン (1 エールガロン = 282 立方インチ) の割合、つまり、0.571 立方フィートであったと言われている。これは上記の計算よりもかなり少ないが、おそらくそれは実際にコンデンサに注入されるべき冷水の量であろう。

検証：1 平方インチあたり毎分 11.89 立方フィートが噴射され、そして、$\frac{1}{19.6}$ 平方インチが 1 馬力に見込まれるのであれば、噴射される量は 1 馬力あたり、毎分 (11.89 ÷19.6 =) 0.607 立方フィート = 87.4 平方インチフィート となる。

噴射コックが完全に開いた時、その開口部の面積は、機関の定格 1 馬力あたり $\frac{1}{15}$ 平方インチの割合とするべきである。それは、冷水ポンプの容量がシリンダの容量の $\frac{1}{48}$ であると仮定しているが、ポンプがその比率よりも大きい場合は、コックも大きくするべきである。なぜなら、噴射コックは、すべての場合でポンプが供給できる水量に非常に近い量まで噴射できるようにされるべきだからである[*29]。

[*29] 著者は、ワット氏が彼の機関の噴射コックの開口部に用いたサイズを知らない。上記の比率は観察からではなく、単に調査した結果から推定されている。著者はいくつかの機関で、上記の規則で指示されるよりもかなり小さい開口部を見かけたが、それらの機関は噴射が不十分であり、それらは、そこから規則を導くための適切な例ではない。例えば、約 80 馬力を発揮する機関が直径 2 インチの円形開口部を有する例もあるが、これは、1 馬力あたり $\frac{1}{20}$ 円インチ (= $\frac{1}{25.5}$ 平方インチ) である。

3　ワット氏の回転機関の主要部品の長さの比率

ピストンの行程長およびピストンの運動

p.574 の表 1 よりわかるように、シリンダの直径と行程長の間に一定の比率はない。通常、標準と見なされている 20 馬力機関では、行程長 (5 フィート) はそのシリンダ直径 (24 インチ) の $2\,\frac{1}{2}$ 倍である。その表内の 12 馬力、16 馬力、26 馬力、30 馬力および 45 馬力機関は、ほぼ同じ比率に従っているが、他のものでは、同じ行程長で三つ以上のシリンダサイズがあるため、必然的に異ならざるを得ない。50 馬力以上の大型機関では、行程長はシリンダ直径の $2\,\frac{1}{2}$ 倍より短い。

シリンダの直径と行程長の比率はあまり重要ではない。なぜなら、ピストンの行程が短い場合は、その欠点を補うために同じ時間内により多くの行程を行なうよう期待されるが、確立された実践経験によれば、一定時間内にピストンが通過する体積は、長い行程の機関では短い行程の機関より大きくなる。

ピストンを速い速度で作用させるのが有利である。なぜなら、与えられたある時間内に同じ力学的パワーを実現するには、力がより速く作用するのに比例して、ピストンにより加えられる力はより小さくできるからであり、そしてその結果、その力を伝達する全ての可動部分をより小さく作ることができ、より容易に動くことができて、摩擦がより少なくなり、そして事故でそれらが破損することが少なくなるであろう。このことを説明するために、長さ 4 フィートの行程を毎分 25 行程行う 10 馬機関 (第 6 章 p.489 を参照) が、毎分 30 行程の速度で動作させられると仮定すると、各部品へのそれ以上の力や負担 (strain) [*30]を伴わずに、12 馬力を発揮するであろう。そして、はずみ車の回転運動は、そのエネルギーが $25^2 : 30^2 = 625 : 900 = 1 : 1.44$ の比、つまり 1.44 倍となり、より多くのエネルギーを持つであろうから、より規則的になるであろう。一方、各半行程の間に機関により発揮されるパワーは同じままである。

(p.595) 実際にピストンが速く動いてそれが有効となる速度は、シリンダから蒸気を排出できる速さにより制限される。なぜなら、ピストンがその作業行程をある程度実行する前に、それに間に合うように蒸気を速く流出させてシリンダを完全に排気することができないのであれば、ピストンにより発揮される有効な力は、排気されていない蒸気による逆方向の圧力により軽減されるであろう。そして、ピストンがより速い速度で動くにつれて、この弊害はより大きくなるであろう (第 6 章 p.469 を参照)。

シリンダが排気される速さは、排出する蒸気量に対して蒸気の通過する開口部のサイズの大きさに依存する。この開口部が十分に大きく作られ (第 6 章 p.470 および 592 を参照)、かつ弁が極めて急速に開かれたならば、ピストンが行う有効な力を減少することなく、現在よりはるかに速い速度でピストンを動作させることができるかも知れない。その場合は、このようにピストンの速度を上げることで、より小さいサイズの機関で同じパワーを発揮することができるので、機関の性能は改善されるであろう。シリンダ断面積の約 $\frac{1}{27}$ にするとのワット氏の基準 (第 6 章 p.486 を参照) に従って排気弁が比率化されている場合は、ピストンの動きを毎分約 220 フィートを超えて有利に動かすことはできない[*31]。なぜなら、ピストンをより速く動かすとその弁を通して蒸気を十分な速さでシリンダから排出できず、未排気の蒸気による逆向きの圧力で有効な力を損なう

[*30] (訳注) 用語 "strain" は "歪" の意味ではなく、一般的な荷重、負荷やそれに伴う影響の意味で用いられている。当時はまだ、応力と歪の概念を明確に区別できていなかったようである。

[*31] これは、ワット氏による種々の比率の中で改良されるべきと唯一の重要な点と思える。彼は、自身の揚水用単動機関 (第 5 章 p.373 を参照) での経験に従って弁のサイズを決定し、その後、彼の複動回転機関 (第 6 章 p.468 を参照) の弁に対して同じ比率を採用した。それらの機関には、さらにより大きな比率を与えた方がよいであろう。なぜなら、回転機関のピストンははずみ車を規則的に動かすために、ポンプ機関よりもより速い動きをしなければならないからであり、また、ピストンの有効な力を低下させずに行える限り、上述の理由により、現状よりもその動きをさらに速くすることが有利となるであろうからである。

ことになるからである。

簡便に行える範囲でピストンの行程長が長くなるように、機関の比率を定めることが有利である。なぜなら、往復回数が減って蒸気の無駄が少なくなると共に、より速いピストン速度が達成できるからである。シリンダの上部と下部に生じるピストンが通過しない空間や弁への通路などの空白となるスペースは、行程が短くても長くても、シリンダの直径が同じである限りほぼ同じにならざるを得ない。しかし、所定の時間内に機関がより多くの行程を行ったとき、その無駄はより頻繁に繰り返されるのである。

一方で、ピストン行程長の短い比率で機関が作られている場合、機関が占めるスペースがより小さくなり、初期の建造費用がより少なくなる。多くの部品の大きさは行程長に応じて比率化されねばならず、したがって、行程が短いほど機関の構成に必要な材料が少なくて済む。短い行程を高速で繰り返すことのもう一つの利点は、回転運動が不規則になる傾向が少ないことである。それは、クランクへの衝撃がより頻繁に繰り返されるため、はずみ車のより少ないパワーで機械の回転を十分に規則的にするからである。

(p.596) これらすべての異なる状況を考慮に入れて、種々の直径のシリンダのピストン行程長が、p.574 の表 1 にまとめられているように、ワット氏により非常に慎重に選ばれているのである。ただし、80 馬力および 100 馬力機関では、行程長を 9 フィートとする方が良いかも知れない。p.592 で推奨されたように、排気流路をより大きくしてピストンの毎分行程数をより大きくすることは、ワット氏の基準 (scale) のひとつの有利な改良であろう。それにより、ピストンの作用する速度の増加に比例して機関のパワーが大きくなり、また、はずみ車のパワーが少なくなったとしても、機関の動作はより規則的になる。

大レバーの長さ

大レバーの長さは、ピストンの行程長の 3 倍以上にする必要がある。レバー両端の継手が等しい動きをするように、レバーの運動中心をその継手の中心間距離の中央に置く必要がある。シリンダ (つまりピストンロッド) の鉛直中心線とクランク軸の中心間の水平距離を、ピストンの行程長のちょうど 3 倍とするのが普通である。その長さは、フィートで整数値とされるのが普通である。その理由は、機関を設置する前に機関ハウスを建てる中で、石組みにより設定されなければならないので、その距離がフィートで分数であるより整数倍である方が、正しく計則される可能性が高いであろうからである。例えば、ピストン行程が 6 フィートであるとすると、クランク軸の鉛直中心線は、ピストンロッドの鉛直中心線から、水平距離で 18 フィート離れた位置となるべきである。

大レバーの長さつまり両端の継手中心間の距離は、ピストンロッドとクランクの鉛直中心線間の水平距離より大きくなければならない。なぜなら、それら継手はその運動の中で円弧を描くので、それらの鉛直線からかなり外れるであろうからである。行程の長さはそのアーチの弦であり、偏差はその正矢 (versed sin ; $1 - \cos\theta$) である。その偏差は大レバーの振動偏差 (vibration of the great lever) と呼ばれている。ピストンロッドの鉛直中心線は、その正矢つまり振動偏差を二等分する必要がある。そのため、ピストンがそのコースの中央に来てレバーが水平となった時、レバーの一端にある継手中心は、ピストンロッドの中心線を越えて、レバーの中心から遠くなるようにその中心線から外れるであろう。しかし、ピストンがそのコースの最上部または最下部に来て、そしてレバーが最も傾く時には、その継手の中心はピストンロッドの中心線から反対側へ大きく外れる。つまり、その中心線から大レバーの中心へ近い方へ外れる。

大レバーの中心とピストンロッドの中心線との間の水平距離は、上記のように、ピストンの行程長の $1\,\frac{1}{2}$ 倍であり、平行運動機構の主リンクが大レバーから吊り下げられる主継手の中心は、その行程の間に行程長の $\frac{1}{12}$ だけその鉛直線から外れる。つまり、行程長 1 フィートあたり 1 インチの振動偏差がある。そのとき、大レバーの半径つまり上記の継手中心と運動中心との間の距離は行程長の $1\,\frac{13}{24}$ 倍であり、つまり行程長の 1 フィートあたり $18\,\frac{1}{2}$ インチとなる必要がある。そしてレバーの中心は両端の継手中心間の距離の中央にあり、継手中心間距離は行程長の $3\,\frac{1}{12}$ 倍であり、つまり行程長 1

フィートあたり 3 フィート 1 インチになる[*32]。

たとえば、4 フィートの行程では、鉛直中心線間の距離は 12 フィートでなければならず、大レバーの長さは 12 $\frac{1}{3}$ フィートとなる。6 フィートの行程では、鉛直中心線間距離は 18 フィートとならねばならず、大レバーの長さは 18 $\frac{1}{2}$ フィートとなる。

(p.597) 大レバーの中心回りのその角運動は、その行程全体の間で 37.85 度になり、それは半行程の間に全円のほぼ $\frac{1}{19}$ 近くとなる。

上記の比率はワット氏が従ったものであり、最も便利なものであるが、状況によっては行程の長さとレバーの長さの間に異なる比率を設定しなければならないる場合があり、以下の規則が役に立つであろう。

大レバーの先端の主継手の振動偏差を見つけること。すなわち、継手の中心が円弧内の運動の間に鉛直線からずれる距離を求める。ただし、行程長の半分 (インチ)、主継手の半径つまり主継手中心と運動中心間の距離 (インチ) が与えられている。

規則：継手の半径 (インチ) の 2 乗から半行程長 (インチ) の 2 乗を引き、その差の平方根を求めて、その根を上記継手半径 (インチ) から差し引く。その残りは求める振動偏差 (インチ) である。また、レバーの中心とピストンロッドの鉛直中心線との間の適切な水平距離を求めるために、上記の平方根をレバーの半径 (インチ) に加算すると、その和の半分は求める水平距離 (インチ) となる。

例：行程長の半分を 36 インチ、大レバーの半径を 111 インチと仮定する。その半径の 2 乗は 12321 であり、それから (行程長の半分の 2 乗) 1296 を引くと残りは 11025 であり、その平方根は 105 インチとなる。それを半径 111 インチから引くと残りは 6 インチとなり、これが振動偏差である。また、105 を 111 に加えるとその和は 216 であり、その半分 108 インチ (= 9 フィート) は、大レバー中心とピストンロッド中心線の間の水平距離となる。

計算式 (訳注)：半径 R の円の長さ $2r$ の弦に対する正矢 (versed sin) を d とすると、$(R-d)^2 + r^2 = R^2$ が成立することから

$$(\text{振動偏差 } d) = (\text{大レバー半径 } R) - \sqrt{R^2 - (\text{半行程長 } r)^2} = 111 - \sqrt{111^2 - 36^2} = 6 \text{ in}$$

また、

$$(\text{大レバー中心・ピストンロッド中心線間水平距離}) = R - \frac{d}{2} = 111 - \frac{6}{2} = 108 \text{ in}$$

(訳注終わり)

注意：空気ポンプ、冷水ポンプのロッド、またはレバーに吊るされた他の任意のロッドの継手に対して、その振動偏差を見つけるのに同じ規則が適用できるであろう。

平行運動機構のための比率

Plate 11 (図 1) において、主リンク K は下端でクロスピン o に連結され、クロスピンはピストンロッド n の上端に固定されている。リンク K の上端は大レバー L の端部へ別の継手ピンにより連結されている。後者の継手は運動中心 p の回りに円弧状に動かねばならないが、継手 o は、ピストンロッドの中心線に対応する

[*32] (訳注)
大レバー半径を R、行程長の半分を r とし、レバーの傾斜角最大値を θ とすると、

$$R\sin\theta = r$$

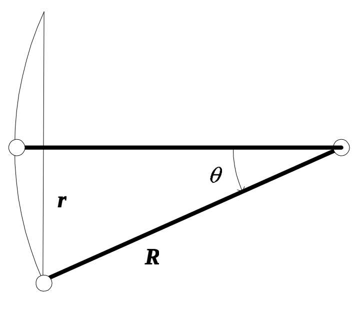
また、大レバー先端の水平方向揺れの中央にシリンダ中心が来る条件より、

$$\frac{1}{2}(R + R\cos\theta) = 3r \qquad \text{つまり} \qquad R(1+\cos\theta) = 6r$$

両式より $1 + \cos\theta = 6\sin\theta$ 、つまり

$$\sin\theta = \frac{12}{37}, \quad \cos\theta = \frac{35}{37}, \quad \theta = 18.925^\circ, \quad R = \frac{37}{12}r$$

となる。



また、大レバー先端の水平方向揺れ幅は

$$R(1-\cos\theta) = \frac{1}{37}R = \frac{1}{12}r$$

となる。

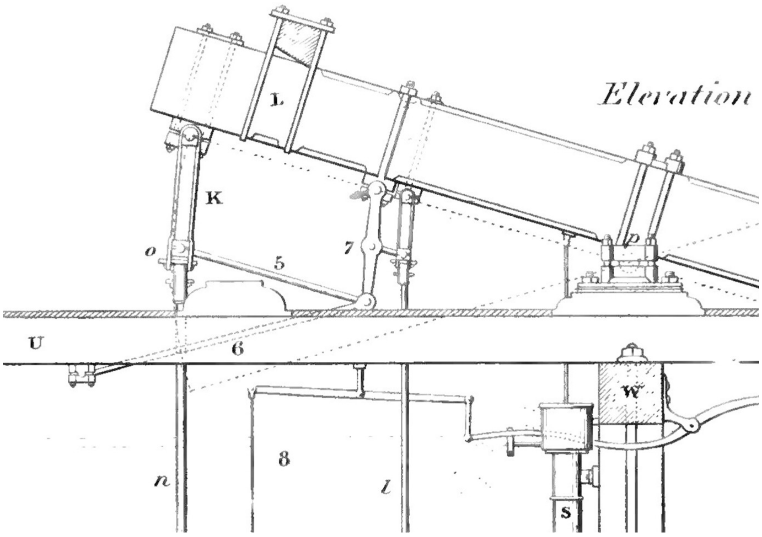


図 1　ワット氏の平行運動機構 (Plate XI 一部拡大)

鉛直の直線内を動くように拘束されなければならない。このために平行ロッド 5 がクロスピン o で K の下端に連結され、平行ロッド 5 の他端は大レバーから吊り下げられたバックリンク 7 の下端に連結されている。主リンク K とバックリンク 7 は、その下の平行ロッド 5 と上側の大レバーと合わせて平行四辺形の四辺を形成し、そのすべての角は可動継手である。したがって、その平行四辺形は菱形の形に配置されてもよい。

バックリンク 7 の下端を平行ロッド 5 に連結する継手には、ブライドル (手綱) つまり半径ロッド 6 の一端も繋がれている。ブライドルの他端は、スプリングはり U の下側に取り付けられた軸受内のピボットで両端を支えられた水平軸に取り付けられて、固定中心回りに回転することできる。その水平軸はの両端はている。その結果、ブライドル 6 をバックリンク 7 に連結する継手は、円弧を描いて動かなければならず、円弧は鉛直線から外れて、大レバーの端の継手のずれの約半分だけ反対方向へずれる。そしてそれは平行ロッド 5 により、主リンク K の下端をピストンロッドの上端に連結する継手 o に伝達され、それが、その継手を鉛直線内に保持する効果をもたらすであろう。

平行運動機構がピストンロッドを保持して動く鉛直線の精度と直線性は、主にブライドル 6 の長さに依存する。そのブライドルは、大レバーの端の継手の水平変位と逆向きの水平変位を生み出して、その変位をちょうど打ち消して無効にするように適合されなければならない。

(p.598) 平行運動機構の各ロッド長さの比率を定める原理について考えるために、図 2 において、ブライドルロッド C D の先端の継手 D が中心 C 回りに d から D まで円弧を描くとき、鉛直線からいくら変位すべきかを考える。継手 D は平行ロッド D E によりピストンロッド E の上端に接続されていて、その平行ロッドは主リンク B E およびバックリンク G D により大レバーと平行に保持されるので、大レバーが傾斜するのと同じ角度だけ水平位置から傾斜して動く。その結果、平行ロッドの内側端部 D は、中心 C の回りに円弧を描いて移動し、そのとき、他端 E が鉛直の直線 F に保持されるように動かなければならない。

平行ロッド D E の外端 E の鉛直移動距離は、主リンクの半径 A B がバックリンク G D の継手の半径 A G より大きい比率だけ、そのロッドの内端 D の鉛直上昇距離より大きくなければならない。平行ロッド D E が水平位置から傾斜する結果として、外側端部 E が鉛直線 F 内を移動するとき、その内側端部 D は鉛直線

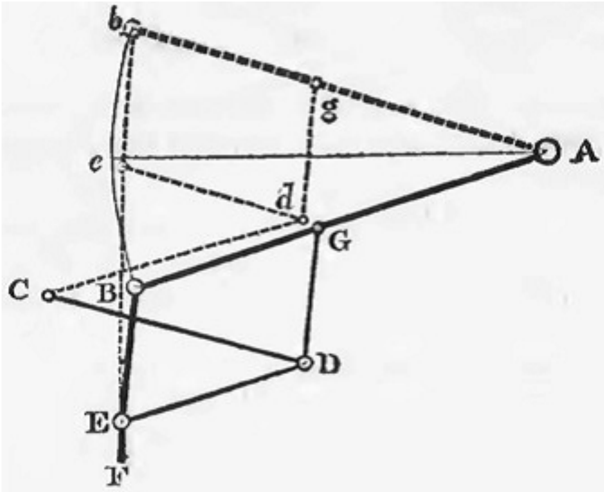


図 2 平行運動機構図解

から変位して動かなければならず、その変位量は計算によって求められる。ブライドルロッド C D の長さは、C D の動きのなかで、平行ロッドの内側端部 D が必要とする変位量を生み出すように、適合されなければならない。

平行ロッド D E の内側端部 D が鉛直線から外れる距離と大レバーの主継手 B が鉛直線から外れる距離との比は、AB - DE つまり AG の長さと大レバーの半径 AB との比となる。なぜなら、平行ロッド D E の角運動は、大レバーの角運動と同じであり、それらの鉛直線からの偏差はそれぞれの長さの比となるからである。

平行移動機構のブライドルロッドの長さ C D を求める。この方法は、ボルトン (Bolton) のベンジャミン・ヒック (Benjamin Hic)k 氏により、著者に伝えられたものであり、それはニューカースルのスティーブンソン (Stevenson) 氏によるものである。

規則：大レバーの中心 A から、バックリンク G D が吊り下げられた継手 G までの距離 A G (インチ) を 2 乗し、その値を平行ロッドの長さ D E (インチ) で割る。その商はブライドルロッドの適切な半径 C D (インチ) である。つまり、その運動中心 C から継手 D までの距離であり、その継手により、そのリンクはバックリンク G D および平行ロッド D E に連結されている。

Example. バックリンク G D に対する関節 G の半径 A G は 68 インチ、平行ロッドの長さ D E は 63 インチであると仮定する。その時、68 の 2 乗 = 4624、÷63 = 73.397 インチとなり、これが、ブライドルロッドの必要半径 C D である。

計算式 (訳注)：図 2 において、レバー AB の水平からの偏角を θ_1、レバー CD の水平からの偏角を θ_2 と表し、いずれの偏角 も 1 rad に比べて十分小さいすると、(レバー GD の傾斜変化を無視して) 次の関係が成り立つ。

$$\overline{AG}\sin\theta_1 \simeq \overline{CD}\sin\theta_2$$

この回転において継手 E が鉛直線上を移動するには、レバー CD の先端 D の水平移動量と、レバー DE の水平長さ減少量 (共に正矢) とが等しくなれば良い。

$$(\overline{DE}\text{の正矢}) = (\overline{CD}\text{の正矢})$$

したがって

$$\overline{DE}(1-\cos\theta_1) = \overline{CD}(1-\cos\theta_2)$$

さらに、$\sin\theta \simeq \theta$、$1-\cos\theta = \frac{1}{2}\,\theta^2$ と近似すると、

$$\overline{AG}\;\theta_1 = \overline{CD}\;\theta_2$$
$$\overline{DE}\;{\theta_1}^2 = \overline{CD}\;{\theta_2}^2$$

両式より

$$\overline{CD} = \frac{\overline{AG}^2}{\overline{DE}}$$

が得られる (訳注終わり)。

平行運動機構のための最良の比率で、現在普遍的に従われているものは、バックリンク G D を大レバーの運動中心とその先端の主継手の中点から吊り下げることである。その場合、ブライドルロッド C D は平行ロッド D E と同じ長さでなければならず、そしてまた、大レバーの半径 A B の半分に等しくなる。そのとき、ブライドルロッド C D の運動中心 C は、ピストンロッドの中心線 F と一致し、そのため、その中心は両スプリングはりの間を横切って伸びる水平軸にすることはできない。Plate XI で示されているように、ワット氏のオリジナルの機関でその例が見られる。しかし、ブライドルロッドは、ピストンロッドの両側に渡されたスプリングはりにそれぞれ固定された、2 本のスタッドつまりセンターピンの回りで動く必要がある。

(p.599) 主リンクの長さ B E とバックリンクの長さ G D は重要ではないが、長いほど良い。それらを行程長の半分に等しくすることは良い比率であるが、ワット氏の方法はそれらを行程長の約 $\frac{3}{7}$ にすることであった。現在の方法のように、平行運動機構が上記のような比率にされるとき、空気ポンプロッドは、バックリンク G D の長さの中央の継手ピンから吊り下げられる。そのとき空気ポンプロッドは、ワット氏の最も単純な形の平行運動の原理 (第 6 章 p.430 を参照) に従って鉛直線に沿って動き、そして空気ポンプバケットにより行われる行程の長さは、正確にピストンの半分になる。

クランクの連接ロッドの長さ

これはさほど重要ではないが、それが長ければ長いほど、クランクに良好に作用するであろう。それはしばしば大レバーと同じ長さ、またはピストンの行程長の 3 倍に作られるが、少し短くされることもある。

はずみ車の直径

はずみ車の直径は、リムの重量がそれに応じて作られている限り、都合に合わせて作ることができる。太陽遊星歯車を持つ機関のはずみ車は、一般にピストンの行程長の 3 倍以下の直径で作られた。はずみ車が増速歯車とピニオンにより回転される第 2 軸上に付けられたとき、それはしばしば更に小さい直径で作られ、歯車とピニオンは、ピストンの 1 行程でその軸を 2 回以上回転させるように作られた。はずみ車がクランクの軸上に置かれるときは、ピストンの 1 行程で 1 回だけ回転し、はずみ車の直径は、通常ピストンの行程長の 3 倍から 4 倍までの間とされ、そのような場合には 4 倍がもっとも適した比率である。

4　ワット氏の複動回転機関のピストンの力を伝える可動部品の寸法を求める規則

ピストンの力を伝達するすべての部品は、ピストンがそれらに及ぼす可能性のある最大限の荷重に対して、折れたり曲がったりする恐れがなく、十分に抵抗できる強度を持たなければならない。それぞれの可動部品の適切な寸法は、サザン (Southern) 氏の助けを借りて、ワット氏により細心の注意を払って決定され、彼の基準値はそれ以来ほとんど変更なく従われている。なぜなら、彼のモデルに従って建造された機関は、適正な運転を継続的に行うことにより、破損する恐れがないことが長い経験から見いだされたからであり、そしてその一方で、それらの可動部品はすべての状況を考慮してできる範囲で軽量化されているからである。

蒸気機関の建造者たちは、さまざまな部品がそこへ加わる力に耐えるために要求される強度について、大きな経験をしてきた。そして彼らの実務は、破損する恐れなく継続的に支えることができる荷重、つまり材料の強度について、現在入手可能な最良の情報を提供している。回転式蒸気機関はそのさまざまな部品の中に、材料が受ける可能性のあるあらゆる種類の荷重の例を含んでいる。この点では、以下の規則は、単に蒸気機関の建設への応用においてだけではなく、他の任意の機械や部品の強度を比率化するためのデータとして非常に重要である。そしてその点では、蒸気機関の各部品が受ける荷重は、新しいケースに規則を適用したり、高圧機関の部品の強度を比率化したりするための尺度となるように、ポンドで計算される。ワット氏の機関に比べて高圧機関では、ピストンが及ぼす力はそのサイズに比較して大きな値となる。

(p.600) 良好な状態のワット氏の蒸気機関では、シリンダ内の最大の排気状態は、大気圧より約 13 ポンド/平方インチだけ低くなる。これは通常、シリンダを完全に排気するのに十分な時間が経過した、そのピストン行程の後半部分で生じる (第 6 章 p.487 を参照)。そして、機関が全負荷をかけられているとき、シリンダの他端を充填して蒸気だめを形成してピストンを押している蒸気は、しばしば大気より 1 ないし 2 ポンド/平方インチ だけ弾性が高くなっている。これより、全負荷をかけられた機関のピストンは、その表面の 1 平方インチあたり 14 ポンド、つまり 1 円インチあたり 11 ポンドの力を及ぼすと十分に仮定することができる。したがって、それらの部品はすべて、その大きさの力をまったく安全に支えることができるように作られなければならない。

注意：機関により発揮されるパワーを計算する際に、ピストンに働く有効圧力は通常 1 平方インチあたり 7 ポンド未満であり、せいぜいその値から $10\frac{1}{2}$ ポンドまでが採用される (第 6 章 p.486 を参照)。なぜなら、可動部分の摩擦を適切に考慮したとき、それがピストンによって加えられる行程全長にわたる平均の力であるからである。しかし、部品の強度を評価するためには、ピストンが正常に動作中にそれらに及ぼす可能性のある最大限の力を考慮しなければならない。その上で、その値は円インチあたり 11 ポンドであると仮定されており、この値は、インチで表したシリンダの直径の 2 乗に 11 を掛けると、その積がピストンにより加えられる最大限の力をポンドで表した値となるので、それは計算に便利な数である。

ワット氏の機関に対するピストンロッドの寸法

これは常に錬鉄製であり、そして複動機関に対しては、その直径はシリンダ直径のほぼ $\frac{1}{10}$ に作られ、ロッドの断面積はピストンの断面積の $\frac{1}{100}$ となる。大型機関では、長さは直径に比例する値より小さくなる傾向があるので、ピストンロッドはシリンダの $\frac{1}{10}$ よりも小さくなる。例えば、ピストンが 8 フィートの行程を行なう直径 48 インチのシリンダは、直径 $4\frac{1}{2}$ インチのピストンロッドを有している。

ピストンにより及ぼされる最大限の力は 1 円インチあたり 11 ポンドであり、さらに、ピストン内の金属の

重さを 1 円インチあたり 1 ポンドと見込むと、ピストンロッドが受けるべき荷重は、その断面 1 円インチあたり 1200 ポンド[*33]の比率となる。この比率は、棒の長さがその直径の 30 倍を超えないとき、錬鉄製の他の器具類の場合や基準値としても従うことができる。たとえば、直径 1 インチ、長さ 30 インチの錬鉄製の棒が、1200 ポンドの重量の負荷を支える支柱として使用されているときは、上昇行程のワット氏の複動機関のピストンロッドと同じ程度の荷重を受けるであろう。

単動機関の場合、ピストンロッドは引っ張り作用に抵抗するだけでよく、通常より軽く作られ、シリンダ直径の $\frac{1}{12}$ 程度となる。そして、コーンウォールにあるワット氏の古い単動機関のあるものでは、ピストンロッドはシリンダ直径のわずか $\frac{1}{14}$ となっている。例えば、直径 70 インチのシリンダを持つ単動機関は、直径 5 インチのピストンロッドを持っている。

平行運動機構の主リンクを構成する錬鉄製バンド

ピストンロッドを大レバーの端に連結する平行運動機構の主リンクを構成する錬鉄製バンド、および連接ロッドを大レバーの継手から吊り下げるバンドは、通常、その中のすべての鉄材の断面積がピストン面積の約 $\frac{1}{113}$ となるような寸法で作られている。その結果、それらは、その面積が $\frac{1}{100}$ となっているピストンロッドほど強くはない。

(p.601) **ワット氏の蒸気機関のピストンロッドを吊り下げる錬鉄製リンクの適切な寸法を見つけること**

規則：シリンダ直径 (インチ) の 2 乗を 144 で割ると、その商はリンクの錬鉄の適切な断面積 (平方インチ) である。

例：直径 36 インチのシリンダの場合、2 乗して = 1296 円インチ、÷144 = 9 平方インチ。これが、主リンクの必要な錬鉄材断面積である。

計算式 (訳注) 必要な主リンク断面積は、ピストン断面積の $\frac{1}{113}$ であることより、

$$(\text{主リンク断面積 [in}^2]) = \frac{1}{113} \times \frac{\pi}{4}(\text{ピストン断面積 [cir.in]}) = \frac{1}{143.9} \times (\text{ピストン断面積 [cir.in]})$$

(訳注終わり)

通常、p.472 (第 6 章) で記述したように、各主リンクを 2 本の別個のリンクまたは帯材で作るので、ピストンの力を 4 枚の鉄の平棒で支えている。これらの各平棒の幅は通常、シリンダ直径の $\frac{1}{12}$ であり、厚さは幅の 4 分の 1、またはシリンダ直径の $\frac{1}{48}$ である。この比率は、上記の規則の除数 144 に相当する。例えば、直径 36 インチのシリンダの場合、平行運動機構の主リンクは、幅 3 インチ、厚さ $\frac{3}{4}$ インチの鉄の棒で作られるべきである。このような 4 本の棒の横断面は 9 平方インチとなる。

錬鉄の絶対強度に関する実験結果から[*34]、平均的な品質の健全な英国製錬鉄の 1 インチ角の棒が長さ方向

[*33] (訳注)

$$\text{応力} = \frac{1200\ \text{lb}}{(\pi/4) \times 1\ \text{in}^2} = 1528\ \text{lb/in}^2 = 1528 \times \frac{0.453592\ \text{kg}_\text{f}}{2.54^2\ \text{cm}^2} = 107.4\ \text{kg}_\text{f}/\text{cm}^2$$

[*34] バーロー (Barlow) 氏は、木材の強度に関する優れたエッセイ (第 3 章 p.236) の中で、一連の実験を記録している。その実験は、ロンドンの Brunton's Chain Cable Manufactory でテルフォード (Telford) 氏により、彼がリバプール近くのランコーン (Runcorn) で吊り橋の計画を立てていた時に行われた。また、キャプテン・ブラウンにより、彼の Patent Iron Cable Manufactory で行われた別の二つの実験も含まれている。これらの実験の結果から、バーロー氏は、英国の錬鉄棒 1 インチ角の平均的強度は 27 トン = 60480 ポンドであると、結論している。プライス (Price) 諸氏はまた、サウスウェールズのニース修道院 (Neath Abbey) で一連の実験を行い、同じ結果を得ている。ジョージ・レニー (George Rennie) 氏は小規模ないくつかの実験を行い、英国の錬鉄では 55 872 ポンド、スウェーデンのものでは 72 064 ポンド、との結果を得ている。

鋳鉄の強度についても、同様の実験がニース修道院で、またレニー氏によっても試みられ、これらはほぼ一致している。1 インチ角の鋳鉄の棒を破断するために、その平均荷重は 19 157 ポンドとなっている。著者が入手した他のいくつかの実験は、より良質の鋳鉄のサンプルに基づいたもので、24 000 ポンド程度に高い値であったが、平均的には、鋳鉄の 1 平方インチあたり絶対強度として、20 000 ポンドを採用することができるであろう。それは錬鉄の強度の $\frac{1}{3}$ である。

に引っ張られた時、約 60 000 ポンドの力で破断すると予想されるであろう[*35]。したがって、1 円インチの錬鉄の絶対強度は (60 000 ×0.7854 =) 47124 ポンドである。

ピストンにより加えられる最大限の力は 1 円インチあたり 11 ポンドであり、さらに、ピストンおよびピストンロッド内の金属の重量が 1 円インチあたり 1 ポンドであると仮定すると、そのとき主リンクの鉄の断面がシリンダ面積の $\frac{1}{113}$ に取られているならば、錬鉄の 1 平方インチには稼働中に (144 ×12 =) 1728 ポンドの荷重が付加されるであろう。しかし、その絶対的な強さは 60 000 ポンド、すなわちそれが受ける力の 34.7 倍である。したがって、主リンクがピストンの力により破損する可能性はないであろう。除数 113 の代わりに 100 が選ばれたならば、ピストンロッドはさらに強力となる。

ピストンのその力はさらにより小さい断面の鉄材により、完全に安全に支えることができるので。主リンクにこれほど強力な鉄材を用いる必要はない。主リンクや連接ロッドを繋ぐ継手ピンを大レバーの端に固定するために、大レバーの木材を貫通しているボルトは、主リンクと同じようにピストンのすべての力を支える。いくつかの場合では、これらのボルトのネジ部の中実部の断面積はピストンの面積の $\frac{1}{260}$ であった。以下の規則では、その比率を $\frac{1}{261.8}$ 、つまりピストン面積 1 円インチあたり $\frac{1}{333.33} = 0.003$ としている。

(p.602) **ワット氏の機関のピストンの力を支えるのに十分な、錬鉄製のボルトの適切な寸法を見つけること**

規則：シリンダ直径 (インチ) の 2 乗に 0.003 を掛けると、その積はボルトの断面積 (平方インチ) になる。

注意 333 $\frac{1}{3}$ で割ることは、0.003 を掛けるのと同じ結果になる。

例：シリンダが直径 48 インチであれば、その 2 乗は 2304 円インチであり、×0.003 = 6.912 より、断面積 6.912 平方インチの錬鉄材はピストンの荷重に十分耐えるであろう[*36]。

この比率に従うと、錬鉄材の 1 平方インチは稼働中、(333 $\frac{1}{3}$ ×12 =) 4000 ポンドの荷重を受ける。それは鉄の絶対強度 (60000 ポンド) の $\frac{1}{15}$ であり、したがって、この規則は、突発の事故の危険性を避けるための十分な余裕を持っている。

所定の力を破損の恐れなく支える錬鉄製のボルトまたは棒材の、適切な寸法を見つけること。

規則：与えられた荷重 (ポンド) を 4000 で割ると、その商は適切な断面積 (平方インチ) となる。その商の平方根を抽出すると、その根は適切な正方形の錬鉄製棒の各辺の長さ (インチ) である。

例：直径 48 インチで断面積 = 2304 円インチのシリンダのピストンが、1 円インチあたり 12 ポンドの荷重を受けるとき、ピストンは、ピストンロッドを平行運動機構の主リンクから分離しようとする力 27648 ポンドを及ぼす。そのとき、適切な錬鉄材断面積は 27648 ÷4000 = 6.912 平方インチであり、その力を支える正方形棒の各辺の長さは、その平方根 2.629 インチである。

---

*35 (訳注) 当時の錬鉄の破断強度 60 000 lb/in^2 をメートル法に換算すると

$$60000\ \mathrm{lb/in^2} = 60000 \times 0.0703069\ \mathrm{kg_f/cm^2} = 4218\ \mathrm{kg_f/cm^2}$$

となる。強度 (下限値) 4100 kg$_f$/cm^2 の JIS SS400(旧 SS41) 材相当と推測される。

*36 直径 48 インチのシリンダを搭載したボールトン・ワット商会のある機関では、連接ロッドの継手は 4 本の錬鉄製ボルトで吊り下げられている。そのボルトのねじ外径 1 $\frac{3}{4}$ インチ、中実の鉄部分の直径約 1.46 インチであり、各ボルト断面積 1.675 平方インチ ×4 = 6.7 より、4 本すべての断面積 6.7 平方インチとなり、上の規則より少し小さくなる。この機関は何年もの間、何の故障もなく動作してきたので、そのことは、鉄のこの強度は全く十分であることを証明している。

5　蒸気機関で部品締結に用いられる錬鉄製ボルトの強度

ねじボルトの絶対強度は、螺旋状のねじ山がその周囲に突き出ている中実の鉄の円筒部の断面積に依存しなければならず、また、ナット内に含まれる数のねじ山のサイズと強度は、少なくとも中実の円筒部のサイズと強度に等しくなければならず、そのとき、ネジの中実部を二つに破断する力以下の力でそれらのネジ山が剥がされない (訳注：せん断破壊されない) であろう*37。

作業者の間でねじボルトのサイズについて言及する際、ボルトのサイズとは、その周囲にねじのらせん溝を切る前の円柱の直径を表すのが普通であり、それはネジのネジ山の外径である。ネジの最良の適例の比率に従うと、らせん状の溝はその直径の約 $\frac{1}{12}$ だけその円筒の中へ切り込まれ、その結果ねじが形成されたときに残る中実円筒の直径は、慣習的な方式に従って呼称されるねじの外径の $\frac{5}{6}$ となる。

その円筒の断面積は、ねじ山の外径で作られる円筒の断面積の $\frac{25}{36}$ つまり 0.694 倍となるであろう。機械類において錬鉄に安全に加えることのできる荷重は、1 平方インチあたりその最大限の強度の $\frac{1}{15}$ つまり 4000 ポンドであると考えることができる。または、1 円インチあたり ($\times 0.7854 =$) 3141.6 ポンド と考えることができる。したがって、ねじの外径 1 インチのねじで支えることができる荷重は、(3141.6 $\times 0.694 =$) 2180 ポンドとなる。

(p.603) **与えられた荷重を破損の危険性なく支える錬鉄製ねじボルトの、適切な直径を求めること。**

規則：与えられた荷重 (ポンド) を 2200 で割り、その商の平方根を引き出す。その根は、求めるねじの外径 (ネジ山の外側の直径) である。

例：直径 48 インチのシリンダのピストンが 27648 ポンドの力を及ぼすと仮定する。そのとき 27648 $\div 2200 = 12.56$ 円インチであり、その平方根は 3.544 となることより、その力を支えるのに十分な 1 本のネジボルトの外径は、3.544 インチである。または、4 本のボルトを使用する場合は、それぞれが 6912 ポンドを負担するであろうから、$\div 2200 = 3.14$ となり、各ねじのネジ山外径は、その平方根 1.772 インチである。実用上は、直径 1 $\frac{3}{4}$ インチとなる。

計算式 (訳注)：錬鉄の強度 60000 lb/in^2 に安全率 15 を加味して、許容応力を 4000 lb/in^2 とし、ねじボルトの有効面積の比率を $\frac{25}{36}$ とすると、

$$\frac{(\text{全荷重 [lb]})}{(\text{本数})} = 4000\ \mathrm{lb/in^2} \times \frac{\pi}{4}(\text{ねじ外径 [in]})^2 \times \frac{25}{36}$$

より、

$$(\text{ねじ外径 [in]}) = \sqrt{\frac{4 \times 36 \times (\text{全荷重 [lb]})}{25\pi \times 4000\ \mathrm{lb/in^2} \times (\text{本数})}} = \sqrt{\frac{(\text{全荷重 [lb]})/(\text{本数})}{2182\ \mathrm{lb/in^2}}}$$

(訳注終わり)

異なるサイズのネジのネジ山の比率は、かなり異なるが、力学的パワー用のものを除いて、支持用ボルトとして使用されているすべてのねじに対して、以下の比率が推奨されるであろう。これらの比率は、機関用の大きなねじや圧延機の支柱のネジの調査から得られたものであり、機関用ねじは、コーンウォールの大型蒸気機関で、ピストン用アーチヘッドの鎖を吊り下げるために、最良のメーカーにより慎重に成形されたものである。また、その他の機関仕事に使用されるねじボルトのいくつかの良い適例の平均値も用いられている。

ねじ山の外側で測った直径に 5 を掛けてその積を 6 で割ったとき、その商はねじの内側の中実の円筒の直径となるであろう。

ねじ山の外側の直径を 6 で割ったとき、その商はピッチ、つまりあるねじ山中心と次のネジ山中心間の距離となるであろう。その場合、ねじ螺旋の傾斜 (序章 p.50 を参照) つまり傾斜面の上昇量は、長さ 17.28 に対して 1 となるであろ

*37 (訳注) せん断破壊は引っ張り破壊とは区別する必要があり、前者の許容値は後者の 60 〜 80 % とされている。

う。なぜなら、ねじ山の外側と内側の間の平均をとるとそれは外径の $\frac{11}{12}$ になり、したがって、直径の (0.917 ×3.1416 =) 2.88 倍が 1 回転の円周となり、(訳注；ねじの直径に等しい厚さのナットでは、) 直径の (2.88 ×6 =) 17.28 倍の長さがナット内のネジ山の全長となる。

ナットの深さつまり厚さは、ねじの外径に等しくなるべきであり、そのとき、ナットには 6 回転のねじ山が含まれるであろう。これは頻繁に外す必要のないナットに適している。そのとき、ねじ山の強度はねじの中実円筒の強度の $1\frac{7}{8}$ 倍になるであろう。なぜなら、ネジ山の厚さがそれらの間隔に等しいと仮定すると、ねじ山は中実円筒の表面の半分に付着していることになり、ナットに含まれるその円筒の長さはその直径の 1.2 倍であり、その表面は (1.2 ×3.1416 =) 3.77 であるからである。その半分は、円筒の面積の 1.88 倍である。

これは四角いねじ山を持つねじのねじ山の強度であり、尖ったねじつまり三角ねじは、中実円筒により多くの面で付着しているので、中実円筒の強度の $2\frac{1}{2}$ 倍の強度になる。それは、摩耗やねじ山の中の不均一な荷重に対して、大き過ぎる余裕ではない。ナットが頻繁に緩められるように意図されているのであれば、ナットの厚さはねじ外径の $1\frac{1}{3}$ 倍であるべきであり、そのとき、ナットは 8 回転分のねじ山を含むであろう。

連接ロッドの寸法

古い機関ではロッドの上部はオーク材で作られていて (第 6 章 p.504 参照)、木材の横断面の面積はシリンダ面積の約 $\frac{1}{6}$ であった。その下部は鋳鉄製であり、その横断面はシリンダの面積の約 $\frac{1}{20}$ であった。その後の機関では連接ロッドは一体の鋳鉄製の正方形の棒であり、その横断面はシリンダの面積の約 $\frac{1}{18}$ であった。

現在の機関用の連接ロッドも鋳鉄製であるが、さらにより軽量である。その中央部の形状は四つのリブを互いに接着した形であり、その横断面は十字星の形に似ている。この形は、連接ロッドが機関の推力を伝達するとき、横方向の撓みに抵抗するための棒の剛性 (訳注：座屈に対する剛性) を与える。ロッドの中央部における十字形の横断面の面積はシリンダ面積の約 $\frac{1}{28}$ であり、十字に向かい合う 2 本のアームを横切る幅は棒の全長の約 $\frac{1}{20}$ である。クランクの近くに作用するロッドの下端は平らな楕円形の棒のような形であり、その面積は最も小さい部分でシリンダ面積の $\frac{1}{35}$ である。

(p.604) 大型機関の連接ロッドは時々壊れることがあり、それが鋳鉄の代わりに錬鉄で作られることは一つの改良であろう。

連接ロッドの下端には、ピストンが受ける力しか作用しない。それは 1 平方インチあたり 14 ポンドの割合であり、シリンダはロッドの面積の 35 倍であるので、鋳鉄の 1 平方インチは (14 ×35 =) 490 ポンドの荷重を受け持たねばならない。

単動機関では、ポンプロッドにかかる荷重は常に一方向である。ロッドが鋳鉄製であれば、その面積はシリンダ面積の約 $\frac{1}{45}$ であり、したがって、鋳鉄の 1 平方インチは (14 ×45 =) 630 ポンドの荷重を受け持たねばならない。鋳鉄製のポンプロッドに最適の形は円筒形で、チューブのように内部を中空にすることである。

鋳鉄の絶対強度について行われた実験により、平均的な品質の健全な英国の鋳鉄棒 1 平方インチは、その長手方向へ引っ張り破断するのに 20 000 ポンドの力を必要とすることが示されている (p.601 の注釈を参照)。

複動機関用の鋳鉄製連接ロッドは 1 平方インチあたり 490 ポンドで引かれ、鋳鉄を破断するには、おそらくその荷重の 40.8 倍の荷重を要するであろう。そして、単動機関の鋳鉄製のポンプロッドは 1 平方インチあたり 630 ポンドの荷重を受けるので、それらが破断するには、その荷重の 31.75 倍の荷重に耐えると期待できるかもしれない。

平行運動機構および連接ロッドのための主継手ピンの寸法

これらの継手はピストンのすべての力と、さらにはピストンとピストンロッドの重量とを支える。初期の機関では継手ピンは錬鉄製であり、その直径はシリンダ直径の $\frac{1}{10}$ つまりピストンロッドと同じサイズであっ

た。現在の機関では継手ピンは鋳鉄製であり、その直径はシリンダの直径の $\frac{1}{9}$ であるので、それぞれのピンの面積はシリンダの面積の $\frac{1}{81}$ になる。荷重を支える 2 本のピンがあり、その荷重はそれらのピンの間で均等に分割されているので、各ピンが動作中に受けなければならない荷重は、その面積の 1 円インチあたり (81 ×6 ポンド =) 486 ポンドの割合である。軸受部分のピンの長さは、その直径と同じである。

空気ポンプバケットを吊り下げるための継手ピンとロッドの寸法

これらは、ピストンロッドおよび主継手がシリンダ直径に対して比率化されているのと同じ規則により、空気ポンプの直径に対して比率化されている。

大レバーの軸

大レバーの軸はレバーの下面を受ける中央部では四角形に作られ、両端では円筒形になって軸受つまりソケット内に収まっている。20 馬力までの小型機関では軸は通常錬鉄製であるが、より大きいサイズの機関では鋳鉄製である。大型機関では、軸の深さはその幅よりも大きくなっている。軸受間の軸の長さは大レバーの長さの $\frac{1}{7}$ から $\frac{1}{8}$ の間である。

軸の端部の円筒形ピボットの直径はシリンダの直径の $\frac{80}{500}$ であり[*38]、シリンダの直径に 0.16 を掛けることにより、求めることができる。または 6.25 で割っても同じ結果になる。軸受部分の各円筒形ピボットの長さは、直径の約 1 $\frac{1}{4}$ 倍である。

大レバーのピボットは、最大でピストンの 2 倍の力と空気ポンプの抵抗を支える必要があり、それに加えて、大レバー、平行運動機構、ピストンロッドとピストン、連接ロッドとその遊星歯車の全重量を支持しなければならない。また、空気ポンプロッドとバケット、冷水ポンプロッドとバケットの重量も支えなければならず、さらに、連接ロッドの重量とつり合わせるために大レバーの他端に取り付けられたつり合い重りも支えなければならない。

(p.605) 種々のサイズの機関でこれらすべての部品の絶対重量がピストンの力に比例するわけではないが、ほとんどの場合、それはピストンの力に対応した重量になるであろう。そして、大レバーのピボットには安全側に見積もって、ピストンの最大限の力の少なくとも 3 倍の力、つまりピストンの 1 円インチあたり 33 ポンドの割合で荷重がかかると仮定することができるであろう。シリンダの直径はピボットの直径の 6.25 倍であり、シリンダの面積はピボットの面積の (6.25^2 =) 39 倍になるであろう。そして、それらの間の荷重を支えるのに二つのピボットがあるので、それぞれはその断面積の 1 円インチあたり (39 ×33 ÷2 =) 643.5 ポンドの荷重を支えなければならない。軸受の長さは直径の 1.25 倍であるが、ピボットの長さがそれ自身の直径に等しい長さしかないならば、そのとき、それは 1 円インチあたり 804.4 ポンドを良好に支持できなければならないであろう。

クランクピンの寸法

クランクから突き出て連接ロッドの下端との継手を形成するピンは、ピストンの全ての力を支えなければならない。そのクランクピンは通常鋳鉄製であり、その直径は大レバーの軸のピボットの直径に近い値であり、その値はシリンダの直径を 6 $\frac{1}{3}$ で割ることにより求められる。したがって、ピストンの面積はクランクピンの面積の 40 倍であり、ピストンの力は 1 円インチあたり 11 ポンドであるとすると、クランクピンにかかる荷重はその面積の 1 円インチあたり 11 ×40 = 440 ポンドの割合となるであろう。軸受の長さは直径の約 1 $\frac{1}{2}$ 倍であるが、それが直径と等しい長さだけであったならば、そのとき、ピンは 1 円インチあたり 660 ポンドを支持できなければならないであろう。クランクピンは、各行程の終了時に機関の可動部のエネルギーが停止する結果 (第 6 章 p.420 を参照) として、単なるピストンの力よりも大きな荷重を受けるに違いない、とい

[*38] (原文) $\frac{5}{80}$ ths

うことに注意すべきである。全ての往復運動部品はこの荷重を受けるが、クランクピンは他の部品よりもより大きく受ける。作動中にクランクピンが破損した例が多数あり、それは、クランクピンが必要とされる以上に強力ではなく、機関の他の部品よりもより弱いことを証明するのに十分である。

ワット氏の回転機関に使用されている種々の継手ピンつまりガジョン (gudgeon) は、それらの寸法に対して同じ比率で荷重が掛けられているのではないが、大レバーの主ピボットが破損したことは知られていないので、動きが遅く突然の急な衝撃が起こりにくい場合には、直径がそれ自身の長さに等しい鋳鉄のピボットつまりガジョンには、その横断面の 1 円インチあたり 800 ポンドの割合で荷重がかかっても安全である、と結論づけることができるであろう。

水車の軸のガジョンの寸法について見ると、それらは最も経験豊富な水車大工により作られていて、それらは 1 円インチあたり約 500 ポンドの荷重が掛けられており、それは、平行運動機構の主継手ピンにかけられている荷重より少し大きいだけである。これを基礎にして、鋳鉄製ガジョンの強度に関して以下の一般的な規則を作ることができる。[*39]

[*39] (訳注) 複動回転式ワット機関の可動部品の寸法の比率をまとめると、下表のようになる。

部品	直径 (or 断面積)	荷重 lb	応力 lb/in^2			備考
ピストン	D	$11\ D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 11$	=	14	
ピストンロッド	$\frac{1}{10}D$	$(11+1)D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 10^2 \times (11+1)$	=	1528	(p.600)
平行運動機構主リンクバンド	$\frac{1}{113}\frac{\pi}{4}D^2$ (断面積)	$\frac{11+1}{2}D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 113 \times (11+1)$	=	1728	(p.600)
連接ロッド	$\frac{1}{35}\frac{\pi}{4}D^2$ (断面積)	$11D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 35 \times 11$	=	490	(p.603)
主継手ピン	$\frac{1}{9}D$	$\frac{11+1}{2}D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 9^2 \times \frac{11+1}{2}$	=	629	(p.604), l/d = 1.0
空気ポンプ用継手ピン	$\frac{1}{9} \times$ (空気ポンプバケット直径)					(p.604)
大レバー軸	$\frac{1}{6.25}D$	$\frac{11\times3}{2}D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 6.25^2 \times \frac{11\times3}{2}$	=	819	(p.604), l/d = 1.25
クランクピン	$\frac{1}{6.333}D$	$11D^2$	$\frac{4}{\pi} \times 6.333^2 \times 11$	=	562	(p.605), l/d = 1.5

6　機械軸の円筒形ガジョンまたはピボットの強度

種々のガジョン (ガジョンピン、継手ピン) の強さ (訳注：耐荷重) は、その直径の 3 乗を軸受部長さで割って得られる商に比例する。ガジョンの軸受部の長さとその直径の比が一定であるならば、そのときのガジョンピンの強さはその断面積に比例するであろう。実際には、ピボットが遅い動きで回転するのであれば軸受長さを直径の約 $1\frac{1}{2}$ 倍にするのが普通であるが、その動きが速い場合には軸受長さを直径の $1\frac{1}{3}$ 倍ないし $1\frac{1}{2}$ 倍にするのが良いであろう。

6.1　鋳鉄製ガジョン

(p.606) **与えられた重量を支える鋳鉄製ガジョンがゆっくりとした規則的な動きで動作するとき、破損する恐れのない十分な強度を持つための、ガジョンピンの適切なサイズを求めること。**

規則：ガジョンが支える荷重 (ポンド) に、ソケットまたは軸受に入ることができるガジョンの長さ (インチ) を掛ける。ただし、ガジョン長さは肩から測るものとする。その積を 500 で割り、その結果の立方根を求めると、その値は適切なガジョンの直径 (インチ) である。

例：はずみ車とそのアーム、センターピースおよび軸の重さは 28800 ポンドであり、そのはずみ車は二つの軸受の間でその軸のほぼ中央に配置されていて、そのため軸の各ガジョンに加わる重量は 14400 ポンドであるとする。軸受の長さは 10 インチであり、そのとき 14400 ×10 = 144000 、÷500 = 288 となり、その立方根 = 6.6 インチが鋳鉄製ガジョンの適切な直径サイズである。この規則は、ガジョンが支えるべきねじり荷重がなく、単に軸の一端の重量を支えるだけであると仮定している[*40]。

計算式 (訳注)：経験的に次式が成立する[*41]。

$$\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長さ [in]})}{(\text{直径 [in]})^3} = 500\ \text{lb/in}^2$$

これより、

$$(\text{直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長さ [in]})}{500\ \text{lb/in}^2}} = \sqrt[3]{\frac{14400 \times 10}{500}} = 6.604\ \text{in}$$

(訳注終わり)

---

*40　ロング・ベントンでのスミートン氏の大気圧機関 (第 2 章 p.182 を参照) の軸上に加わる重量は、60386 ポンド、つまり、各ピボットに 30193 ポンドであり、ピボットは直径 7 インチで長さは同じであった。その断面は 49 円インチであり、荷重は 1 円インチあたり 616 ポンドであった。軸受長は直径と同じであった。これは、ワット氏の機関の同じ部品への荷重 804 ポンドよりも、かなり小さい比率である。スミートン氏の比率は、ガジョンの強さに関する上記の規則 500 ポンドの比率に、より近い値である。
　同じ機関の主アーチヘッドの鎖により支えられた重量は、6 平方インチの錬鉄の上に 27056 ポンドであった。これは 1 平方インチあたり 4509 ポンドの割合であり、p.602 の規則による 4000 ポンド/平方インチ よりかなり大きい値である。これらの鎖は非常に弱いと考えられていたので、ある時間動作した後、スミートン氏に対して、アーチヘッドに 3 本目の追加の鎖を用いることが提案されたが、元の鎖が壊れることなく機能し続けたので、この例により、その規則が十分であることを確信することができる。

*41　(訳注) 軸受部を、均一荷重または中央集中荷重を受ける片持ちはりで近似すると、その最大応力 σ_{max} は次式となる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{Z} = \frac{Wl/2}{\pi d^3/32} = \frac{16Wl}{\pi d^3}$$

ただし、M_{max} は最大曲げモーメント、Z は断面係数、W は軸受荷重、l は軸受長さ、d は軸直径である。
　これより

$$\frac{Wl}{d^3} = \frac{\pi}{16}\sigma_{max} \qquad \left(= \text{const.} = 500\ \text{lb/in}^2\right)$$

となり、上記の経験と一致している。上記の経験値 500 は

$$\sigma_{max} = \frac{16}{\pi} \times 500\ \text{lb/in}^2 = 2546\ \text{lb/in}^2 = 179.0\ \text{kg}_\text{f}/\text{cm}^2$$

と仮定していることになる。

下記の規則は、上記の規則でガジョンの長さを適切な比率に置き換えて修正し、それをより便利な形にしたものである。これら両規則による計算値は、ワット氏の機関の平行運動機構の主継手ピンの比率 (ただし、それらの直径はシリンダ直径の $\frac{1}{9}$ とする) [*42] より少し小さい強度を与える。しかし、大レバーの軸のピボットの比率[*43] よりは、より強い強度を与える[*44]。

(p.607)

規則：荷重 (ポンド) に、意図する軸受長さ/直径の比率を掛け、その積を 500 で割り、その商の平方根を求める。その値が求める直径 (インチ) である。このように求めた直径に 長さ/直径 の比を掛けると、その積が軸受長さ (インチ) である。

例：ロバートソン・ブキャナン (Robertson Buchanan) 氏は、"the Shafts of Mills" のエッセイの中で、直径 16 フィート、幅 8 フィートの鋳鉄製の上掛け水車について述べている。その水車は重量 330 cwt であり[*45]、その軸の各ピボットは 18480 ポンドを支えていた。軸受の長さは記述されていないが、それは直径の 1.25 倍であったと仮定しよう。そのとき、18480 ポンド ×1.25 = 23100、÷500 = 46.2 となる。その平方根は直径 6.797 インチである。そして、6.797 ×1.25 = 8.5 インチが軸受長さである。ガジョンは、実際は直径 6.625 インチであった。

同じ著者による別の例によると、上記と同じ寸法の木製の上掛け水車は、各ピボットに約 1500 ポンドの重量を負荷していた。1500 ×1.25 = 13250、÷500 = 26.5 であり、その平方根 5. 148 より、直径 5.15 インチとなる。また、軸受長さは、5.15 ×1.25 = 6.44 インチとなる。ガジョンは、実際には直径 6 インチであった。

計算式 (訳注)：経験則より

$$\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長/直径比}) \times (\text{直径 [in]})}{(\text{直径 [in]})^3} = 500 \text{ lb/in}^2$$

これより、

$$\begin{aligned}(\text{直径 [in]}) &= \sqrt{\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長/直径比})}{500 \text{ lb/in}^2}} \\ &= \sqrt{\frac{18480 \times 1.25}{500}} = 6.797 \text{ in} \quad \text{、または} \\ &= \sqrt{\frac{1500 \times 1.25}{500}} = 5.148 \text{ in}\end{aligned}$$

(訳注終わり)

---

*42 (訳注) シリンダ直径が D [in] のとき、主継手ピンの荷重 = (11 +1)/2 D^2 lb を後述の式に用いて

$$(\text{直径 [in]}) = \sqrt{\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長/直径比})}{500 \text{ lb/in}^2}} = \sqrt{\frac{6D^2 \times 1}{500}} = \frac{1}{9.13}D \quad (\leq \text{ワット氏の比率}; \frac{1}{9}D)$$

*43 (訳注) 大レバー軸ピペットの荷重 = (11 ×3)/2 D^2 lb を同じ後述の式に用いて

$$(\text{直径}) = \sqrt{\frac{(33/w)D^2 \times 1.25}{500}} = \frac{1}{4.92}D \quad (> \text{ワット氏の比率}; \frac{1}{6.25}D)$$

*44 上記の規則の除数を 500 の代わりに 800 としたとき、その規則はワット氏の機関の大レバーの主ピボットの比率 (ピボット直径はシリンダ直径の 6 $\frac{1}{4}$ 分の 1) と同じ値を与えるであろう。それはガジョンを単なる圧力により破損する恐れを回避するのに非常に十分な強さである。しかし、過度の摩擦、およびガジョンの切断と加熱 (序章 p.61 を参照) を避けるために、十分な軸受面積が望ましく、強度の考慮とは独立にある程度の大きさのガジョンが必要である。軸受の表面積を増やすために、鋳鉄ガジョンを長くし過ぎることは有害である。なぜなら、ガジョンは壊れる可能性が非常に高く、特に摩擦によって熱くなる場合はその可能性が高くなる。上記の規則は、一般の応用としてはおそらく最良の比率である。

*45 (訳注) 330 cwt = 330 × 112 lb = 36960 lb

6.2 錬鉄製ガジョン

錬鉄製のガジョンは、前述の規則の除数で 500 の代わりに 1000 を用いることにより、安全に比率計算できるであろう。そのときそのガジョンには、上記の規則に従うと、同じ寸法の鋳鉄製ガジョンが使用されるときの 2 倍の荷重が負荷されることになる。この比率は、馬車 (wheel carriage) の車軸で確立された経験に一致するようである。

与えられた重量を支えるための錬鉄製ガジョンの適切な直径を見つけること。

規則：ガジョンまたは車軸が支える重量 (ポンド) に軸受けの肩部からの長さ (インチ) を掛け、その積を 1000 で割り、その商の立方根を求める。その値は、車軸の直径 (インチ) である。

例：あるランドー馬車 (Landau) の車軸にかかる重量は 8 cwt = 896 ポンドであり、肩部から測った軸受長さは 9 インチである。そのとき、896 ×9 = 8064、÷1000 = 8.064 であり、その立方根は 2.005 インチとなる。これが肩部での車軸の適切な直径である。

計算式 (訳注)：

$$(\text{直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{荷重 [lb]}) \times (\text{軸受長さ [in]})}{1000\ \text{lb/in}^2}} = \sqrt[3]{\frac{896 \times 9}{1000}} = 2.005\ \text{in}$$

(訳注終わり)

馬車の車軸の寸法は、それらが運搬しようとしている重量に非常に正確に比例している。それは、破損の危険を避けるためにいくらの強度を必要とするかは、長い経験の中で決定されてきて、さらに、安全性を満たす以上の強度は不必要な重量と摩擦を招くので、付加されていないからである。

以下に述べるものは、ロンドンのロングエーカー (Long-acre) にあるホブソン社 (Messrs. Hobson and Co.) により作られた走行馬車の、様々な記述における車軸の寸法である。その会社は広範な展開により、馬車製造事業の先頭に立っている。

1 頭立ての最も軽い二輪馬車は、デネット (Dennet) と呼ばれる。全装備するとそれは 4 cwt = 448 ポンドの重さとなり、二つの車輪は 102 ポンドの重さがある。そのデネットは、2 人の人物を運ぶのに用いられ、荷物を含めてしばしば約 336 ポンドの荷重が掛けられ、そのとき各車軸にかかる重量は 341 ポンドとなる。その車軸は、肩部から計って軸受け長さ 8 インチである。リンチピン (輪止めくさび) が通るその小端部の直径は $1\frac{1}{4}$ インチであり、そして肩部の直径は $1\frac{1}{2}$ インチである。上記の規則により、341 ポンド ×8 インチ = 2728、÷1000 = 2.728 であり、その立方根の直径は、1.5 インチでなく、1.4 インチである。

(p.608) カブリオレ (Cabriolet) と呼ばれる 1 頭立ての強力な二輪馬車は、全装備して 9 cwt の重量があり、その車輪の重さは 150 ポンドである。それは二人の人を内部に乗せ、背後に一人の召し使い少年 (servant boy) を乗せて運ぶのに用いられ、約 448 ポンドを搭載することができる。各車軸の荷重は、653 ポンドとなる。軸受長さは 9 インチである。リンチピンの位置での直径は $1\frac{3}{8}$ インチであり、肩部では直径 $1\frac{5}{8}$ インチである。上記の規則では、それは 1.8 インチになるはずである。

ブリスカ (Britzschka) と呼ばれる 2 頭立ての四輪馬車は、全装備して 12 cwt の重量があり、四輪の重さは $2\frac{1}{2}$ cwt である。それは 6 人乗りで、荷物または約 9 cwt を運ぶのに用いられる。これは各車軸に 518 ポンドの荷重となるであろう。車軸は軸受長さ 8 インチであり、リンチピンの位置で直径 $1\frac{3}{8}$ インチ、肩部で直径 $1\frac{5}{8}$ インチである。上の規則では、直径 1.61 インチとなるであろう。

2 頭立ての四輪馬車 チャリオット (Chariot) は、14 cwt[*46] の重量であり、その四輪の重さは 3 cwt である。それは 7 人乗りで、荷物または約 $10\frac{1}{2}$ cwt を運ぶのに用いられ、各車軸にかかる重量は 602 ポンドである。それらは軸受長さ 9 インチであり、リンチピン位置での直径 $1\frac{1}{2}$ インチ、肩部での直径 $1\frac{3}{4}$ インチである。規則によると、それらは直径 1.756 インチであるべきである。

[*46] (原文では) 12 cwt

ランドー (Landau) と呼ばれる 2 頭または 4 頭立ての馬用は、約 20 cwt の重さがあり、その四輪の重さは 3 $\frac{1}{8}$ cwt である。それは 10 人乗りで、荷物 15 cwt を運ぶのに用いられ、各車軸ツリーの荷重は 893 ポンドとなる。軸受の長さは 9 インチであり、リンチピン位置で直径 1 $\frac{3}{4}$ インチ、肩部で直径 2 インチである。規則では、直径 2.00 インチとなる。

メールコーチ (四輪の郵便馬車) はロンドンのビディー (Vidier) 氏により製造され、彼はそれを安全性に合致してかつ軽くするのに大いに苦労した。メールコーチは 4 頭の馬で引かれ、全装備すると約 17 cwt の重量になり、その四輪の重さは 5 cwt である。それは 8 人乗り (約 12 cwt の重さ) であり、約 4 cwt の荷物、約 3 cwt の郵便物を運ぶのに用いられる。使用時の最大重量は 40 cwt を超えず、そのとき、各車軸にかかる重量は約 980 ポンドである。軸受の長さは 11 インチであり、小さい方の端の直径は 1 $\frac{5}{8}$ インチで、肩部の直径は 2 $\frac{1}{4}$ インチである。上の規則によると、それは直径 2.21 インチとなるべきである。

ロンドンで使われている 2 頭立ての 二輪カート (cart) は約 20 cwt のライムを運び、その車体の重さは 4 cwt である。各車軸にかかる荷重は 1344 ポンドであり、その軸受の長さは 11 $\frac{1}{2}$ インチで、リンチピン位置で直径 1 $\frac{3}{4}$ インチ、肩部で直径 2 $\frac{1}{2}$ インチである。上の規則によると、それは直径 2.49 インチとなる。

ロンドンで使われている 3 頭立ての 四輪ワゴン (waggon) は、2 $\frac{1}{4}$ チャルドロン[*47]つまり約 60 cwt の石炭を運ぶ。全装備の重さは 37 cwt であり、その四輪は約 17 cwt である。車輪のリムは周囲に 6 インチ幅であり、各車軸により支えられる重量は 2240 ポンド[*48]である。その軸受の長さは 13 インチで、リンチピン位置で直径 2 $\frac{1}{2}$ インチ、肩部で直径 3 インチである。上の規則によると、それは直径 3.08 インチであるべきである。

7 頭の馬により引かれる重い ステージワゴン (stage waggon) は 40 cwt の重さがあり、その四輪は約 20 cwt である。車輪のリムは 9 インチ幅であり、法律で許されているワゴンとその積荷の総重量は 6 トン (訳注 ; 120 cwt) であり、そのとき各車軸にかかる重量は 2800 ポンドである。軸受長さは 13 インチであり、リンチピン位置で直径 2 $\frac{3}{4}$ インチ、肩部で直径 3 $\frac{3}{8}$ インチである。上の規則によると、それは直径 3.31 インチとなるべきである。

これらの種々の例は前述の規則にほぼ一致し、特に、上の例の比率がどんな規則も用いずに実用されていることを考える時、前述の規則の正確さについて私たちに大きな自信を与える。それぞれの種類の馬車の車軸に適したサイズは、他人の経験を参照せずにその製作者により経験的に発見されたものである。従って、機械装置の錬鉄製ガジョンの任意のケースの比率化に対しても、その規則が適用できるかもしれない。回転しない軸はその軸受の中で回転するガジョンより壊れにくいという点は、見て取られなければならない。なぜなら、回転しない軸は常にその力により同じ方向に曲げられるが、回転するガジョンは各回転の中であらゆる方向に繰り返し曲げられ、したがって、それが大きく曲げられて鉄の弾性がそれを元の適切な形に戻せなくなるならば、それはすぐに壊れるであろうからである。

[*47] (原文は) 2 $\frac{1}{2}$ チャルドロン
[*48] (原文は) 2576 ポンド

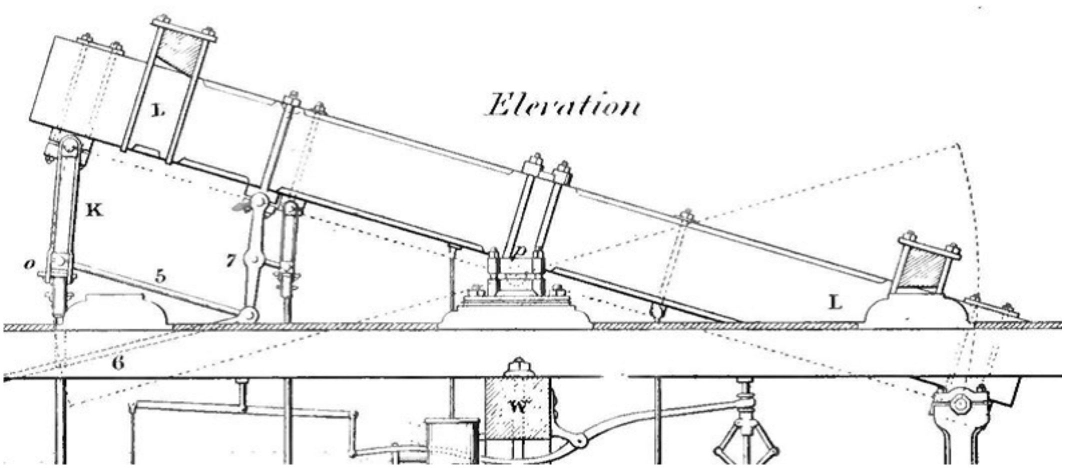


図 3 ワット氏の大レバー (Plate XI 一部拡大)

7 ワット氏の回転機関の大レバーの寸法

大レバー LL は、十分に乾燥した英国産オーク材の 1 本のはりで作られる。木の中に空気を入れて乾燥させてひび割れを防ぐために、丸太の一端から他端まで中心に直径約 1 $\frac{1}{2}$ インチの穴があけられることも、しばしばあった。そのはりは回転軸 p の上に横切るように配置され、Plate XI に示されるように、 4 本のボルトで固定される。これらのボルトは木の外側に出ていて、木材には穴をあけることなく、ボルトが木材を一緒に束ねるようにして、木材が割れるのを防いでいる。2 本のキャッチピンがレバーの上に、それぞれのピンに 4 本のボルトを用いて、同様の方法で固定される。空気ポンプロッド l のリンクを吊り下げる継手が、はりを貫通して上部でナットがねじ込まれたボルトの頭に形作られている。平行運動機構の主リンク K の上部継手のソケットが、木材を貫通して上部でナットで止められた 2 本ないし 4 本のボルトでレバーの端に固定されている。連接ロッド用の継手もレバーに同様に固定されている。

(p.609) **ワット氏の回転式蒸気機関の大レバー用のオーク材はりのサイズを求めること。**

規則：大レバーのはりの幅がレバー端の中心間距離の $\frac{1}{12}$ であるとき、シリンダの直径 (インチ) を 1.2 で割ると、その商ははりの適切な深さ (インチ) である。

例：大レバー端の中心間距離が 16 フィートでレバーはりの幅が 16 インチであるとき、シリンダの直径 24 インチ ÷1.2 = 20 より、必要なはりの深さは 20 インチとなる。

注意：木材のサイズにより上記の比率で幅と長さを作り出すことが困難である場合、そのときの適切な寸法は以下のようにして見つけることができるであろう。

規則：シリンダの直径 (インチ) を 1.2 で割り、その商を 2 乗し、それにレバー端の中心間距離 (フィート) を掛ける。その幅が与えられているなら、深さを見つけるために、最後の積をその幅 (インチ) で割り、その商の平方根を求めると、その根は求める深さ (インチ) となるであろう。あるいは、深さが与えられているならば、はりの幅を見つけるために、上の積を深さ (インチ) の 2 乗で割ると、その商は求めるはり幅 (インチ) になるであろう。

例：アルビオン・ミルズ (Albion Mills) の機関 (第 6 章 p.512) のシリンダは、直径 34 インチであった。34 ÷1.2 = 28.33 となり、それを 2 乗すると = 802.6 であり、これにレバー端中心間距離 25 フィートを掛けて 20065 となる。

幅を 24 インチと仮定するとき、20065 ÷24 = 836 であり、その平方根 28.9 インチ が適切な深さである。実際は 29 インチであった。または、深さを 28 インチと仮定すると、その 2 乗は 784 であり、(20065 ÷784 =) 25.6 インチが対応する幅となるであろう。

計算式 (訳注)：

前半部の規則は、

$$(\text{はりの深さ [in]}) = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})}{1.2}$$
$$(\text{はりの幅 [in]}) = \frac{(\text{大レバーの長さ [in]})}{12} = (\text{大レバーの長さ [ft]})$$

である。レバー端に働く力はピストン面積に比例するので、第 1 式は、はりの強さがその深さの 2 乗に比例すると仮定している。また、レバーの最大曲げモーメントはレバー長さに比例するので、第 2 式は、はりの強さがはりの幅に比例すると仮定している。

前半部の二つの仮定を合わせると、はりの強さは、はりの深さの 2 乗と幅の積に比例する。第 1 式の 2 乗と第 2 式をかけ合わせると、後半部の規則が得られる。

$$(\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^2 = \left\{\frac{\text{シリンダ直径 [in]}}{1.2}\right\}^2 \times (\text{大レバーの長さ [ft]})$$

(訳注終わり)

ニューコメンの大気圧の火の機関では、シリンダはワット氏のものほど完全には排気されていなかったので、ピストンが及ぼす最大限の力はそれに比例して小さくならざるを得ない。そしてまたその力は大気圧に依存するので、ワット氏の機関のように、ボイラでより高い弾性の蒸気を蓄積してその力を増すこともできない。ワット氏の機関がピストンに及ぼす最大限の力を 1 円インチあたり 11 ポンド、つまり 1 平方インチあたり 14 ポンドであるとすると、大気圧機関のピストンの最大限の力は、安全側に (大き目に) 見積もって、ワット氏の機関の $\frac{4}{5}$ 、つまり、円インチあたり 8.8 ポンドまたは 1 平方インチあたり 11.2 ポンドと仮定することができる (第 2 章 p.175 を参照)。

大レバーの強度に関する前述の規則を大気圧機関に適用するには、除数として 1.2 の代わりに、($1.2 \times \frac{5}{4} =$) 1.5 を使うべきである。このようにして行われた計算は、最良の機関の実際に非常によく一致することがわかるであろう。

例：カール氏の表 (第 2 章 p.207 を参照) では、直径 60 インチの大気中シリンダの大レバー用のオーク材のはりは、深さ 35 インチ、中央の幅 32 インチ、長さ 25 フィートである。上記の修正規則によると、計算は次のようになるであろう。直径 60 インチ $\div$除数 $1.5 = 40$ 、その 2 乗 $= 1600$ 、$\times$長さ 25 フィート $= 40000$ 、$\div$幅 32 インチ $= 1250$ 、その平方根より深さは 35.36 インチとなる。カール氏によって指示されたはり深さの値は 35 インチであった。

(p.610) 上記の規則は、角柱状のはりの強度は、深さの 2 乗に幅を掛けてその積を長さで割ることにより表すことができると仮定している。このようにして得られた結果は破壊に対するはりの絶対強度を正しく表現しているが、それはその剛性つまりたわみに対する抵抗を表すものではない。例えば、かなり深さがあって幅が狭いはりは上の規則に従うと同じ強さであっても、深さが小さく幅がより大きい同じ長さのはりのように、与えられた同じ力で大きく曲がることはない。深さの大きいはりは、より深さの小さいはりのように壊れることなく曲がることはできないが、それを曲げるにはもっと大きな力が必要であり、それらは両方とも同じ力で壊れるであろう。この状況は、上記の 2 番目の規則を適用する際に留意する必要があり、木材が許容する限り、長さと幅の比率は最初の規則に近く保たれるべきである。そのとき、レバーは、破壊に耐える強度と同様に曲げに抵抗するのに適当な剛性を持つ。

上記の規則は、長い経験により、ワット氏の回転機関のピストンの力を支えるのに十分であると証明された寸法を与える。そのことから、他の状況のもとでオーク材のはりが支持できる荷重についての、一般的な規則を導くことができるであろう。前記の規則は、回転機関を対象としているのであるが、鉱山を排水するための機関のレバーは、通常、ピストンによって加えられる力に加えて、大きな重量のポンプロッドをささえなけれ

ばならず、そのような追加の重量については適切な余裕を設定しなければならない。これは一般的な規則を採用することにより行うことができる。

回転機関の大レバーの両端は、連接ロッドと遊星歯車機構の重量と共に、ピストンのすべての力に等しい力を支えなければならない。それらすべては、ピストンの 1 円インチあたり 14 ポンドであると仮定することができる。または、はりは両端で支えられていて、荷重がその全長の中央にかけられていると仮定することができ、その場合の荷重は、ピストンの 1 円インチあたり 28 ポンドの比率になる。

前述の規則 (前半部) に従うと、ピストンの直径はレバーの深さの 1.2 倍であり、レバーの長さは幅の 12 倍である。これより、1 インチ角で長さ 1 フィートのオーク材のはりには、(1.2 の 2 乗 = 1.44 、×28 ポンド =) 40.32 ポンドの荷重が、両端を支えられたその中央に負荷されることになる。次の規則はその比率に従っている。

両端で支持されその中央で所定の荷重を支えるオーク材のはりの、適切な寸法を見つけること。

規則：はりの中央に加えられる荷重 (ポンド) *49 を 40 で割り、その商に両支持端間の距離 (フィート) を掛ける。**はりの深さが与えられている場合、幅を求めるために、**上の積を深さ (インチ) の 2 乗で割ると、その商は必要な深さ (インチ) となる。**あるいは、幅が与えられている場合、深さを見つけるために、**同じ積をその幅 (インチ) で割りその商の平方根を求めると、その値は必要な深さ (インチ) となる。

例：直径 34 インチ (= 1156 円インチ) のシリンダのピストンにより引き起こされる荷重は、1 円インチあたり 28 ポンドの割合として 32368 ポンドとなる。その荷重が、支持端間距離 25 フィートのオーク材のはりの中央にかかると仮定する。そのとき、32368 ポンド ÷40 = 809.2 、×長さ フィート = 20230 。はり深さが 29 インチとするとその 2 乗は 841 であり、20230 ÷841 = 24.05 インチ がはりの幅となる。または、幅が 24 インチであるとすると、20230 ÷24 = 843 、その平方根は 29.03 となり、これがはりの幅となる。

(p.611) **計算式 (訳注)：**この規則による計算式は次式である。

$$(\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^2 = \frac{(\text{中央の集中荷重 [lb]})}{40} \times \frac{(\text{はりの支持端間長さ [in]})}{12}$$

一方、後世の材料力学によると、中央に集中荷重を受ける矩形断面の単純はりの最大応力 σ_{max} は次式となる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{Z} = \frac{Wl/4}{bh^2/6} = \frac{3Wl}{2bh^2}$$

書き直して

$$bh^2 = \frac{Wl}{(2/3)\sigma_{max}}$$

ただし、M_{max} は最大曲げモーメント、Z は断面係数、W は軸受荷重、l ははり両支持間長さ、b ははりの幅 (中央部)、h ははりの深さ (中央部) である。

これより、上記の規則は、この場合のオーク材の許容応力を

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} \times 40 \times 12 = 720 \text{ lb/in}^2$$

と見積もっていることになる (訳注終わり)。

スミートン氏は種々の木材の強さについて一連の実験を行い、1 インチ角で支持端間長さ 2 フィートの良質の英国産オーク材の棒は、中央に 280 ポンドを吊るすときに破壊されることを見出した。それは、英国産オーク材の棒の絶対的な強さとして、1 インチ角で長さ 1 フィートあたり 560 ポンドの比率である。

*49 上記の規則でははりの重量は考慮されていないが、厳密には、はりの重さの半分がその中央にかかる荷重に加えられるべきである。なぜなら、はりの長さにわたって一様に分布する荷重は、その荷重の半分の荷重をその長さの中央に作用させれば、破壊に対して同じ効果を持つからである。

バーロー氏は、彼の"木材の強度に関するエッセイ (Essay on the Strength of Timber)" (第 2 章 p.181) の中で、次のように述べている。2 インチ角で支持端間長さ 7 フィートの英国産オーク材の棒は、中央につるした 637 ポンドの荷重で破壊された。その比率では、1 インチ角で長さ 1 フィートのオーク材の棒の絶対強度は 557 ポンドである*50。その棒は、その上に 200 ポンドを付加するごとに 1.28 インチの割合でたわみが増加した。

前述の規則では、1 インチ角で長さ 1 フィートの棒には 40 ポンドの荷重しか負荷されないとされているが、上記の実験によれば、それは破壊するには 560 または 557 ポンドを必要とし、14 倍の荷重を要する。このことより、この荷重ではりが破壊される危険性はあり得ない。

はりのたわみやすさは、その絶対強度とは異なる法則に従う。たわみに抵抗する角柱はりの横方向の剛性は、深さの 3 乗に幅を掛けて、その積を長さの 3 乗で割ることにより表すことができる。この事実は、バーロー (Barlow) 氏により理論的かつ実験的に実証されていて、そして彼の実験と研究から次のような規則が導き出される。

両端で支えられて中央に所定の荷重がかかるとき、英国産オーク材のはりがいくら曲がるかを見いだすこと。

規則：はりの深さ (インチ) の 3 乗にその幅 (インチ) を掛けて、その積をその長さ (フィート) の 3 乗で割る。その商に定数 3360 を掛け、その積を除数として取っておく。はりの中央に加えられる荷重 (ポンド) をその除数で割ると、その商ははりのたわみ (インチ) である。

例：深さ 29 インチ、幅 24 インチ、長さ 25 フィートのオーク材のはりを仮定し、その中央に (1156 円インチ ×22 ポンド =) 25432 ポンドの荷重が負荷される。そのとき、深さ 29 インチの 3 乗 = 24389 、×幅 24 インチ = 585336 、÷(長さ 25 フィートの 3 乗 =) 15625 より、このはりの剛性 37.46 が求まり、×3360 = 125860 lbs。これがたわみ量 1 インチに要する荷重である。最後に、負荷 25432 ポンド ÷125860 = 0.202 インチとなり、これがはりのたわみ量であり、それははりの長さの $\frac{1}{1485}$ である。

この計算からは、アルビオン・ミルズの機関では、ピストンの下降行程の間、大レバーはその自然な形から両端が下方へ $\frac{2}{10}$ インチ曲げられていたに違いない。また、その上昇行程の間、それと同程度上へ曲げられていたに違いないので、レバーのたわみ量は全体として $\frac{4}{10}$ インチ以上であった。

大レバーのためのはりは前の規則に従っているので、大型機関用の長いレバーのたわみ量は、小さいものよりもその長さに比例してかなり大きくなるであろう。たとえば、20 馬力機関のレバーのたわみはわずか 0.12 インチである。

計算式 (訳注)：本規則によるたわみ量は

$$(\text{たわみ [in]}) = \frac{(\text{集中荷重 [lb]}) \times (\text{はりの長さ [ft]})^3}{3360 \times (\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^3} = \frac{(\text{集中荷重 [lb]}) \times (\text{はりの長さ [in]})^3}{5806000 \times (\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^3}$$

である*51(訳注終わり)。

(p.612) **他の例：**深さ 20 インチ、幅 16 インチ、支持端間距離 16 フィートのオーク材のはりが、その中央に (576 円

*50 (訳注) 後半の規則で基準強度 40 を W_0 で置き換えて数値を代入すると、

$$2 \times 2^2 = \frac{637}{W_0} \times 7$$

より

$$W_0 = \frac{637}{2 \times 2^2} \times 7 = 557.4 \text{ lb}$$

となる。

*51 (訳注) 後世の材料力学によると、中央に集中荷重を受ける一様矩形断面の単純はりの最大たわみ δ_{max} は次式となる。

$$\delta_{max} = \frac{Wl^3}{48EI} = \frac{Wl^3}{4Ebh^3}$$

となる。ただし、E は材料の縦弾性係数、I は断面 2 次モーメント、W は集中荷重、l ははり両支持間長さ、b ははりの幅、h ははりの深さである。両者の比較から、材料 (オーク材) の縦弾性係数を $E = 5806000/4 = 1452000$ lb/in^2 = 1020 kg/mm^2 と評価していることになる。木材 ($E = 500 \sim 1100$ kg/mm^2) としてはかなり硬めとなっている。

インチ $\times$22 ポンド =) 12 672 ポンドの荷重を受けている。そのとき、深さ 20 インチの 3 乗 = 8000 、$\times$幅 16 インチ = 128000、$\div$(長さ 16 フィートの 3 乗) 4096 = 剛性 31.24、$\times$3360 = 10500 となる。そして、荷重 12672 ポンド $\div$10500 = たわみ量 0.1206 in となる。つまり、レバーの長さの $\frac{1}{1590}$ である[*52]。

[*52] はりの自然な形からの実際のたわみ量を見いだすには、その中央にかかる荷重の一部として、はりの自重の $\frac{5}{8}$ を用いるべきである。なぜなら、はりの長さに沿って一様に分布する荷重は、はりを曲げるのに対して、その荷重の $\frac{5}{8}$ がその長さの中央に加えられたのと同じ効果をもつからである。また、ピストンの平行運動機構および、連接ロッド、空気ポンプロッドとバケットの重量に対して、はりの強度を確認するために行われたのと同じ方法で、1 円インチあたり 3 ポンドの余裕を見込むべきである。

上記の例の目的は、ピストンにより加えられる力によって大レバーがいくらたわむかを見つけることだけであり、したがって、荷重として 1 円インチあたり 14 ポンドではなく、単に 11 ポンドが採用され、はりとその他の部品の重量は省略されている。なぜなら、その重量により引き起こされるすべてのたわみは、ピストンが力を及ぼさないときにも残るであろうからである。問われている対象は、下降行程の間にピストンにより加えられる力によって、そのたわみがどれだけ増加するかを見出すことである。

8　蒸気機関の鋳鉄製レバー

現在の機関では、大レバーは木材ではなく常に鋳鉄で作られている。レバーの深さは、その中央部でシリンダの直径と同じか、またはそれに近い値に作られる。回転機関の場合は、鉄材の幅はレバーの長さの $\frac{1}{108}$ 、つまり、インチで表したその幅はフィートで表した長さの $\frac{1}{9}$ である。レバーは曲線で作られた板で、短辺を上にして配置され、レバー両端の深さは、通常中央部の深さの約 $\frac{1}{3}$ である。Plate XVIII および XXI を参照願いたい。その軸は、レバーの中央にそれを入れるために作られたソケットの中へ通される。はりの幅はその深さに比べて非常に小さいので、横にねじれる可能性がある。そのため、その深さの中心線に沿って、レバーの両側面から水平に突き出て全長にわたって伸びたプレートにより強化されている。これにより、はりの横断面は ＋ のような十字の形となっている。このプレートは非常に薄いので、重量が大きく増えることはない。

レバーはさらに、両側面の外周を一巡して両側へ突き出したリムにより補強されている。そのため、上端と下端の縁は中央部の約 $1\frac{1}{2}$ 倍の幅となっている。これらの両側に突き出たリムの深さ (上下方向の長さ) は、レバー中央部の全深さの約 $\frac{1}{20}$ である。レバーの上端と下端の幅は長さの $\frac{1}{108}$ より大きく、中央部ではその比率より少なくなり、レバー全体に含まれる金属をもとに算出した幅が長さの $\frac{1}{108}$ となっている。

そのレバーは、行程長 7 および 8 フィート機関用の最大のサイズのものを除いて、一体で鋳造される。大型機関用の場合、2 枚の別々の板で作られて互いに重ねて結合され、軸および主継手のピンが両方の板を貫通して、それらを一体のレバーにつなぎ合わせるのを助けている。

ワット氏の蒸気機関用の鋳鉄製レバーの寸法を見つけること。

規則：シリンダ直径 (インチ) の 2 乗を 9 で割り、その商にレバーの長さ (フィート) を掛ける。**深さが定められている場合は、幅を求めるために、**深さ (インチ) を 2 乗し、上で求めた積をその 2 乗値で割る。その商は、求める適切な幅 (インチ) となる。**または、幅が定められている場合は、深さを求めるために、**上で求めた積をその幅 (インチ) で割り、その商の平方根を求める。その値は、求める適切な深さ (インチ) となる。

(p.613) **例：**直径 44 インチのシリンダ用のレバーは長さ 21.6 フィートであり、その中央部での深さ 34 インチであるとする。そのとき、44 の 2 乗 = 面積 1936 円インチ、÷9 = 215.1 、×長さ 21.6 フィート = 4646 、÷(深さ 34 インチの 2 乗 =) 1156 = 4.02 インチとなり、これが大レバーの適切な幅である[*53]。

もし上記のレバーが適切な深さ (シリンダ直径に等しい深さ) 44 インチであったならば、そのとき、レバーの幅は (4646 ÷(44 の 2 乗 =) 1936 =) 2.4 インチとなっていたであろう。**注意：**この規則によって与えられる幅は、中央部の幅よりも大きく、上下の突き出たリム部より小さくなる[*54]。

計算式 (訳注)：この規則による計算式は、次式である。

$$(\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^2 = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2}{9} \times \frac{(\text{はりの支持端間長さ [in]})}{12}$$

(訳注終わり)

上記の規則は回転機関のレバーを対象としているが、鉱山の排水用機関のレバーは、ピストンの力のほかにポンプロッドの非常に大きい重量 (および釣合い重り) が加わり、そのような場合は、レバーにかかる荷重に応じて変わる他の規則で計算されなければならない。

---

*53　著者は、上記の寸法の二つの機関を継続して観察する機会を持った。そのレバーは深さ 34 インチで、プレートの幅はわずか 2 インチであった。これらの機関は最大限の負荷をかけて何年にもわたって動作し、レバーには、何の損傷の兆候も生じなかった。そのことは、その規則が極めて十分な強度を与えることを証明している。

*54　ボールトン・ワット商会による蒸気機関の鋳鉄製レバーは、多くの場合、上記の規則によるものより更に強力であり、そのレバーの幅はその長さの $\frac{1}{108}$ から $\frac{1}{84}$ の間となっている。彼らが作る最も細長いレバーでも、上記の比率 ($> \frac{1}{108}$) に適合している。例えば、彼らの 36 インチシリンダは中央部での深さ 36 インチの大レバーを有し、それは長さ 21.58 フィートであり、上端と下端の広いリム部を含めて、平均幅は 2.4 インチである。規則によると、幅は (21.58 フィート ÷9 =) 2.396 インチとなるであろう。

回転式機関の大レバーがその両端で支持するすべての力は、ピストンの 1 円インチあたり 14 ポンドであると推定することができるであろう。または、レバーがその両端で支えられていて、中央に荷重がかかっていると考えるならば、その荷重はピストンの 1 円インチあたり 28 ポンドに等しいと考えてもよいであろう。前述の規則によると、レバーの深さはシリンダの直径に等しくなり、幅はレバーの長さの $\frac{1}{108}$ に等しい。これより、直径 1 インチのシリンダで長さ 108 インチ = 9 フィート のレバーのとき、レバー断面は 1 インチ角となり、このときの安全に加えることのできる荷重は 28 ポンド × 9 フィート長さ、つまり 1 フィート長さであれば $9 \times 28 = 252 \simeq 250$ ポンドとなる。次の規則は、ほぼその比率に従っている。

両端で支えられて、その中央で与えられた荷重を支えるために必要な、鋳鉄製はりの中央部分の適切な寸法を見つけること。はりの両端の深さは、中央部の深さの $\frac{1}{3}$ であるとする。

規則：はりの中央に負荷される荷重 (ポンド) を 250 で割って[*55]、その商に支持端間の距離 (フィート) をかける。**はりの深さが与えられている場合、その幅を求めるために**、上記の積をその深さ (インチ) の 2 乗で割ると、その商が適切な幅 (インチ) となる。**または、はりの幅が与えられている場合は、その深さを求めるために**、同じ積をその幅 (インチ) で割り、その商の平方根を求めると、その根が求める必要な深さ (インチ) となる。

例：直径 36 インチのシリンダにより引き起こされる荷重は、36 の 2 乗 = 面積 1296 円インチ、×28 ポンド/円インチ = 36288 ポンドであり、÷250 = 145.15 、×長さ 21.6 フィート = 3135 。そのとき、はりが中央部で深さ 36 インチであることが指定されているならば、3135 ÷(36 の 2 乗 =) 1296 = 2.42 インチとなり、これがはりの適切な幅である。または、幅が 3 インチであるとされている場合は、3135 ÷3 = 1045 、その平方根は 32.33 インチとなり、これが中央部でのはりの深さである。

(p.614) **計算式 (訳注)：**計算式は次式である。

$$(\text{はりの幅 [in]}) \times (\text{はりの深さ [in]})^2 = \frac{(\text{中央の集中荷重 [lb]})}{250} \times \frac{(\text{はりの支持端間長さ [in]})}{12}$$

このとき、許容応力を次式のように見積もっていることになる。

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} \times 250 \times 12 = 4500 \text{ lb/in}^2$$

(訳注終わり)

オーク材のはりおよび鋳鉄製のはりに対する上記の規則は、鋳鉄のはりの強度が、同じ寸法の良質の英国産オーク材のはりの強度の 6.25 倍であると仮定している。しかし、直接の実験結果によると、4 $\frac{5}{8}$ 倍に過ぎないようである。バンクス (Banks) 氏によって行われた多数の実験を平均すると、1 インチ角で両支持端間長さ 1 フィートの鋳鉄棒は、その中央に 2560 ポンドを作用させると破壊される。また、ジョージ・レニー氏による同様の実験では、2700 ポンド以上が得られている。上記の規則は、その荷重が 250 ポンドの比率であると仮定しており、したがって、はりは、加えられている荷重の 10 倍から 11 倍の荷重を支えるだけの、十分な強度を持っていることがわかる。

[*55] この規則を厳密に正しくするためには、はり中央に負荷される重量にはり自体の重さの半分を追加する必要がある。

9　ワット氏の回転機関のための太陽遊星歯車

太陽遊星歯車は、通常それぞれ同じ歯数を持っている。大レバーの両端にある主継手が運動中心から等しい距離にあると仮定すると、そのときのその歯車の幾何学的直径 (つまり、それらのピッチ円直径) は、ピストンが行う行程の半分の長さに等しくなければならない。

太陽歯車は、はずみ車軸の先端に突き出た四角形部分の上にくさびで強固に固定されている。20 馬力以下の小型機関では、太陽歯車は、鋳鉄製のリムのほぞ穴に埋め込まれた木製の歯で作らた。遊星歯車は常に鋳鉄の硬い歯で作られ、大型機関では太陽歯車も同様であった。遊星歯車は連接ロッドに取り付けられ、両者を貫通するセンターピンにより固定される。そして歯車の 3 本のアームを巻きつける 3 本のステープルボルト (U ボルト) により、ロッドにしっかり締め付けられる。さらに連接ロッド正面のボルトの端にねじ込まれたナットにより非常に固く保持され、それ自身のセンターピンのまわりで回転しないようにされている。

太陽遊星歯車の歯は、破損するおそれなくピストンのすべて力を支えることができるように、十分に強くなければならない。ボールトンとワット両氏の最も初期の機関のいくつかの検討から、歯の比率について、彼らが最初の開始時にある決まった規則を持っていたようには見えない。しかし実践の過程で彼らは、各サイズの機関の太陽遊星歯車のための歯の寸法を決め、それらの寸法は以下の規則とほぼ一致している。そこでは、歯車の歯の強度は歯のピッチ (インチ) の 2 乗に歯の幅 (インチ) を掛けた積で表すことができると仮定している[*56]。また、1 インチピッチで 1 インチ幅の歯は、破損の恐れなく 176 ポンドの力を伝達することができる能力があると仮定している。

(p.615) **任意の歯車の歯のピッチを求めること。**ただし、フィート表した歯車の幾何学的直径 (つまり、ピッチ円直径)、および歯数が与えられているものとする。

規則：ピッチ円直径 (フィート) に 37.7 インチを掛け、その積を歯数で割る。その商は歯のピッチ (インチ) である。

例：直径 $2\frac{1}{2}$ フィートの歯車の歯数が 37 であると仮定する。そのとき、直径 2.5 フィート $\times 37.7 =$ ピッチ円円周 94.25 インチ、$\div$歯数 $37 =$ ピッチ 2.546 インチ。

計算式 (訳注)：幾何学的に次式が成立する。

$$(\text{ピッチ [in]}) = \frac{\pi \times (\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times 12}{(\text{歯数})} = \frac{37.70 \times (\text{ピッチ円直径 [ft]})}{(\text{歯数})}$$

(訳注終わり)

ワット氏の回転式蒸気機関の太陽遊星歯車の歯幅を求めること。ただし、蒸気シリンダの直径 (インチ) および求めるべき歯ピッチ (インチ) が与えられているものとする。

規則：シリンダ直径 (インチ) の 2 乗を歯のピッチ (インチ) の 2 乗の 16 倍で割る。その商は求める適切な歯幅 (インチ) である。

例：シリンダは直径 24 インチであり、太陽歯車は直径 $2\frac{1}{2}$ フィート、歯数 37 であるとする。そのピッチは 2.55 インチとなり、その 2 乗は 6.5 となり、$\times 16 =$ 除数 104 となる。そのとき、直径 24 インチの 2 乗 $= 576$ 円インチ、$\div 104 =$ 歯幅 5.54 インチとなる。

計算式 (訳注)：ピッチ 1 インチ、歯幅 1 インチの歯の許容荷重は 176 ポンドであるとすると、

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{ピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{接線方向荷重 [lb]})}{176}$$

[*56] 歯車の歯のピッチは、ピッチラインつまり歯車の幾何学的円周上で測定されたある歯の中心から次の歯の中心までの距離である。歯の幅は、歯車の側端を横切って歯車軸に平行な方向に測定される。歯の長さは、それらが歯車の円形リムから突き出ている距離である。歯の厚さはピッチと同じ方向に測った歯の実体 (金属部または木質部) であり、通常はピッチの半分以下である。

ピストンが及ぼす最大限の力を 1 円インチあたり 11 ポンドとすると、クランク軸の力のモーメントのつり合いより

$$(\text{接線方向荷重 [lb]}) = 11\ [\text{lb}] \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times \frac{\text{行程長 [in]}}{\text{ピッチ円直径 [in]}}$$

となるので、これを用いると

$$\begin{aligned}(\text{歯の強度}) &= (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{ピッチ [in]})^2 \\ &= \frac{11 \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [in]})}{176 \times (\text{ピッチ円直径 [in]})} = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [in]})}{16 \times (\text{ピッチ円直径 [in]})}\end{aligned}$$

増速歯車直径を行程長に等しく選べば、

$$(\text{歯幅 [in]}) = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2}{16 \times (\text{ピッチ [in]})^2}$$

(訳注終わり)

この規則に従うと、標準的な機関の太陽遊星歯車の寸法は次のようになる[*57]。

10 馬力機関 (シリンダ径 17 $\frac{1}{2}$ インチ) の場合：歯車は直径 2 フィート、歯数 32、ピッチ 2.356 インチ、歯幅 3.45 インチ。(注意：) それらは通常歯幅 4 インチに作られた (第 6 章 p.491 を参照) が、同じ歯車が 12 馬力機関に対しても用いられた。

20 馬力機関 (シリンダ径 23 $\frac{3}{4}$ インチ) の場合：歯車は直径 2 $\frac{1}{2}$ フィート、歯数 36 、ピッチ 2.618 インチ、歯幅 5.15 インチ。それらは通常歯幅 5 インチであった。

30 馬力機関 (シリンダ径 28 $\frac{1}{4}$ インチ) の場合：歯車は直径 3 フィート、歯数 40、ピッチ 2.828 インチ、歯幅 6.23 インチ。それらは通常歯幅 6 インチであった。

40 馬力機関 (シリンダ径 31 $\frac{1}{2}$ インチ) の場合：歯車は直径 3 $\frac{1}{2}$ フィート、歯数 44 、ピッチ 3 インチ、歯幅 6.9 インチ。

50 馬力機関 (シリンダ径 34 インチ) の場合：歯車は直径 4 フィート、歯数 50 、ピッチ 3.015 インチ、歯幅 8 インチ。(注意：) このサイズの機関は、二つのはずみ車を回すのに二つの太陽歯車と二つの遊星歯車で作られた (第 6 章 p.512 を参照)。歯車の歯幅はそれぞれ 5 インチ、つまり歯幅 10 インチに等しく、それは計算によるものよりはるかに強力である。

はずみ車を回すための増速歯車とピニオンを用いて作られている現在の蒸気機関は、上記の規則を基に比率化されている場合の 1.6 倍の歯の強度がある。しかし太陽歯車と遊星歯車は非常にまれにしか壊れなかったので、現在の基準は、歯の強度に非常に大きな余裕を持たせていると考えられるので、蒸気機関で起こり得るようないかなる事故によっても破損することはほとんどあり得ないであろう。

(p.616) 同じ歯が頻繁にかみ合わないようにするために、遊星歯車に太陽歯車よりも 1 枚だけ多い歯を付けることは良い実践であり、それにより、遊星歯車の各歯は太陽歯車のすべての歯に順番に作用することになる

[*57] 著者は過去 20 年間にわたって、シリンダ直径 24 インチでピストン行程長 5 フィートのある 20 馬力機関 (第 6 章 p.499 参照) の一組の太陽遊星歯車の状態を、継続的に観察する機会を得た。それは 1792 年にボールトンとワット両氏により建造されたもので、1827 年現在まで継続的に使用され続けている。これらの歯車は 42 枚の歯 (= ピッチ 2.24 インチ) を持ち、幅はわずか 5 インチであるので、それは計算によって与えられる強さ (歯幅) の $\frac{7}{10}$ に過ぎない。太陽歯車には木製の歯があり、2 年ごとに更新する必要がある。遊星歯車は鉄の歯を持ち、それらは磨耗するため 8 から 10 年に一度、新しい歯車に交換することを必要とする。機関は全負荷がかかり、その歯は事故により 1 度か 2 度破損している。

ワット氏がロンドンのビール醸造所のために作った最初の回転機関 (第 6 章 p.437 を参照) は、シリンダ径 24 インチ、行程長 6 フィートであり、太陽歯車および遊星歯車は直径 3 フィート、歯数 44 と 45 、= ピッチ 2.54 インチであり、歯幅 4 インチであった。前の規則によると、歯幅は 5.57 となっていたであろう。これらの歯車のいくつかは 36 年間継続して使用されている。太陽歯車の木製の歯はカシ (live oak) で作られていて、それらは 3 年または 4 年ごとに更新される必要がある。これらの機関のいくつかはシリンダ径 26 $\frac{1}{4}$ インチとされて、現在も動作している。太陽遊星歯車は歯数 44 および 45 であり、歯幅は 5 $\frac{1}{4}$ インチとされている。その規則では、歯幅は 6.67 インチとなっていたであろう。これらの例は、規則により与えられる強さは破損を避けるのに十分であることを示している。

であろう。歯の間の不均衡を補償するために、かみ合って動作するすべての歯車の中へ端数の歯を入れることは、水車大工の間で以前より行われていた規則であった。なぜなら、ある歯車のいずれかの歯が他のものよりも大きい、粗いまたは硬い場合、それはこの処置により他方の歯車の全ての歯に次々にかみ合うことになり、それをすべて均等に摩耗させせることになるであろう。この目的のために大きい歯車に追加される余分の歯は、**ハンティングコッグ (hunting cog)** と呼ばれている。作業者の熟練度が上がってきて、一組の歯車の全ての歯を非常に正確に同じ様に成形することができるようになって以降、この習慣は用いられなくなった。しかしそれは正しい原則であり、太陽遊星歯車または蒸気機関の増速歯車に良い効果を生み出す。なぜなら、ピストンがそのコースの上または下にある場合よりも、その途中にある場合の方が、歯に非常に大きな荷重を加えるからであり、その結果、そのときに接触している歯は、他の歯よりも大きく摩耗することになるからである。

遊星歯車に余分な歯があれば、太陽歯車のすべての歯はピストンのこの最大の荷重を順番に受け持たなければならず、そのため、それにより均等に磨耗される。遊星歯車の横側の水平直径に近い位置にある 2 か所の歯は、歯車の上下位置のものより速く磨耗するであろう。そして、前者 (水平位置の歯) は歯の前面つまり歯の駆動面が磨耗し、一方、後者 (上下位置の歯) は歯の背面つまり歯の従動面が磨耗する。なぜなら、ピストンが行程の最上部または最下部に近い時は、遊星歯車がそのコースの非活動区間を通過するために、太陽歯車が遊星歯車をその軌道に沿って押す必要があるが、行程のより長い区間では、遊星歯車が太陽歯車を駆動しなければならないからである。

歯の間になんらかの遊びやゆるみがある場合、遊星歯車が太陽歯車の頂上または最下部を通過するたびに、歯の接触がその前面から背面へまたはその逆に変化する結果、好ましくない衝撃 (ジャーク) が発生するであろう。これは**バックラッシュ**と呼ばれていて、それを避けるために、二つの歯車の歯は、最初の状態で非常に正確に互いにフィットするように作られなければならない。そして、遊星歯車の両側位置の歯面が磨耗することによりすべて減肉したとき、連接ロッドの下端から外されて、センターピンの回りに $\frac{1}{6}$ 回転されて、新しい位置で固定されなければならない。これが 12 か月ごとに行われることにより、遊星歯車の歯も太陽歯車の歯と同様に、極めて均等に磨耗されるようになるであろう。

太陽遊星歯車の歯が磨耗して緩くなると、遊星歯車は新しい歯車と交換されなければならず、その新しい遊星歯車は元の歯車よりかなり太い歯を持つもので、細くなった太陽歯車の歯にぴたりと合う歯を持つものでなければならない。次にこれらの歯が磨耗して緩くなったときは、新しい太陽歯車が作られねばならず、その新しい太陽歯車は、元の遊星歯車の減肉した歯に合うように太い歯を用いて作られねばならない。その遊星歯車は、新しい太陽歯車の歯が磨耗するまで使用され続けて、そして、厚い歯を持つ遊星歯車と交換されなければならない。このように二つの予備の歯車を持って時折それらを交換することにより、それらは常に優れた状態で維持されることになるであろう。

20 馬力までの小型機関では太陽歯車は、鋳鉄製のリムにほぞ穴を形成してその中へ木製の歯を埋め込んで、クロスピンで固定して作られた。騒音やがたつきがなく木製の歯が遊星歯車の鉄の歯の作用を受けるので、これは優れた方法である。歯の素材としてカシ (live oak) と呼ばれる木材が最良であることがわかっているが、クラブツリー (crab-tree) やブナ (beech) が使われている。木製の歯は磨耗するので、2 ないし 3 年ごとに更新する必要があるが、遊星歯車の鉄の歯は著しく磨耗することはない。遊星歯車として、太陽歯車の木製の歯が新しくフルサイズ時に使用する細い歯の歯車と、太陽歯車の木製の歯が磨耗している時に使用する厚い歯のもう一つの歯車との、2 種類の遊星歯車を持つことにより、それらの歯は常に互いにフィットするようになるであろう。

(p.617) 太陽歯車は、はずみ車の軸の突き出た端部に固定される。軸のその部分は正方形であり、歯車にはその中心を貫通する正方形の穴があり、8 本のテーパーキーつまり細長いくさびにより軸に固定される。その

くさびは、軸と歯車の穴の間の空間にその長手方向が軸に平行になるように、非常に強固に打ち込まれる (第 6 章 p.493 を参照)。2 本のくさびが軸のそれぞれの角部の近くになるように、打ち込まれる。これらのくさびは、正しく削られてその箇所に正確に合わされ、それらが中へ入れられた時に非常に固く固定されなければならない。これがうまく行われないならば、それらは動作中に緩くなりやすい。通常、安全のために鉄の丸い平板が軸の端部に当てられて、8 本のすべてのくさびの端を覆って押さえる。この円板はその中心にねじ込まれたねじにより軸に固定され、くさびの端はかなり目立つように外へ出ているので、それらが緩んでいる場合には、その円板が常にくさびを押して中へ圧迫し、出てくるのを防いでいる。

太陽歯車と遊星歯車の歯数が同じ場合、はずみ車はピストンの全行程ごとに 2 回転を行う。太陽歯車が遊星歯車よりも小さい場合、はずみ車は全行程ごとに、以下の規則に従って 2 回転以上回転する (第 6 章 p.450 を参照)。

太陽歯車と遊星歯車の歯数が異なるとき、はずみ車の毎分の回転数を求めること。

規則：ピストンが行う毎分の行程数に遊星歯車の歯数をかけて、その積を太陽歯車の歯数で割ると、その商ははずみ車の毎分回転数の追加分となる。したがって、ピストンにより毎分行われる行程数を足すと、その合計は 1 分間にはずみ車が行う回転数となる。

例：p.491 (第 6 章) の 10 馬力機関が、毎分 25 行程を行う。遊星歯車は 31 枚の歯を有し、太陽歯車は 33 枚の歯を有する。そのとき、行程数 25 ×遊星歯車歯数 31 = 775 、÷太陽歯車歯数 33 = 追加の回転数 23.48 、+ 行程数 25 = はずみ車回転数 48.48 回/分 となる。それは 48 $\frac{1}{2}$ 回転/分と記述されている。

計算式 (訳注)：

$$(\text{はずみ車回転数 [rpm]}) = (\text{毎分行程数 [spm]}) \times \left\{1 + \frac{(\text{遊星歯車歯数})}{(\text{太陽歯車歯数})}\right\}$$

(訳注終わり)

太陽遊星歯車が互いに異なる歯数を有する時、その歯のピッチを求めること。

規則：両方の歯車の直径 (フィート) を一緒に加える。その和はほとんどの場合、ピストンの行程長 (フィート) になる。その和に 37.7 インチを掛け、その積を両歯車の歯数の合計で割る。その商はインチで表したピッチである。

例：ピストンの行程長は 4 フィートであり、太陽歯車は 33 枚の歯を有し、遊星歯車は 31 枚の歯を有する。大レバーの両端の長さが等しいとすると、そのとき、両歯車の直径を合わせると 4 フィートでなければならず、×37.7 インチ = 両歯車の円周の和 150.8 インチ、÷(33 + 31 =) 64 = ピッチ 2.356 インチ となる。

計算式 (訳注)：(歯車ピッチ) = (円周) ÷(歯数) であることより

$$\begin{aligned}(\text{歯車のピッチ [in]}) &= \pi \times 12 \times \frac{(\text{太陽歯車直径 [ft]}) + (\text{遊星歯車直径 [ft]})}{(\text{太陽歯車歯数}) + (\text{遊星歯車歯数})} \\ &= 37.7 \times \frac{(\text{太陽歯車直径 [ft]}) + (\text{遊星歯車直径 [ft]})}{(\text{太陽歯車歯数}) + (\text{遊星歯車歯数})}\end{aligned}$$

(訳注終わり)

ラジアルリンク q は太陽と遊星歯車の後方に位置して、遊星歯車の中心をその円軌道内 (第 6 章 p.449 を参照) に保持する。それは、平行運動機構の主リンク (第 6 章 p.472 を参照) と同じ方法で構成され、主リンクに使用されているのと同じサイズの鉄材が、ラジアルリンクの製作に使用される。遊星歯車のセンターピンは後方へ突き出していて、そこへラジアルリンクがはめ合わされる。そのセンターピンの直径はシリンダの直径の約 $\frac{1}{8}$ であり、その長さはピン自身の直径に等しい。このピンは錬鉄製である。ラジアルリンクの他端は、はずみ車の軸のネック部に取り付けられていて、その軸は鋳鉄製であり、その直径は次の規則に従って比率化される。

10　ワット氏の蒸気機関の回転軸の寸法

(p.618) 回転運動を伝達する軸で、ねじりに抵抗する円筒形のネック部の強度は直径の 3 乗に比例する。ネック部の長さは、その直径に対して一定の比率になっていると仮定する。

太陽遊星歯車を用いたワット氏の回転式蒸気機関の、はずみ車の鋳鉄軸のネック部の適切な直径を見つけること。

規則：シリンダの直径 (インチ) の 2 乗に太陽歯車の直径 (フィート) をかけ、その積に定数 0.15 をかけて最後の積の立方根を求める。その根はネック部の適切な直径 (インチ) になる。

例：シリンダは直径 24 インチであり、太陽歯車は直径 $2\frac{1}{2}$ フィートであるとする。そのとき、24 インチの 2 乗 = 576 円インチ、×直径 2.5 フィート = 1440 、×0.15 = 216 。ネック部の直径は、その立方根より 6 インチとなる。*58。古い機関では軸受の長さは直径と同じであったが、より近年の機関ではその長さは直径の $1\frac{1}{2}$ 倍に増加された。

計算式 (訳注)：経験による計算式は次式である。

$$
\begin{aligned}
&(\text{軸ネック部直径 [in]}) \\
&\quad = \sqrt[3]{0.15 \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{太陽歯車直径 [ft]})} \\
&\left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{太陽歯車直径 [ft]})}{6.667}} = \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{太陽歯車直径 [in]})}{80}} \right)
\end{aligned}
$$

式中の太陽歯車直径は通常、行程長の約 $\frac{1}{2}$ またはそれ以下となっている。

後世の材料力学によると、トルク (ねじりモーメント) T を受ける直径 d の中実円柱軸の最大せん断応力を τ_{max} とすると、次式の関係が成立する。

$$T = \frac{J}{d/2}\tau_{max} = \frac{\pi d^3}{16}\tau_{max}$$

ただし、$J = (\pi/32)d^4$ は円柱軸の断面極 2 次モーメントである。これより、一般に次式が成立する。

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{max}}}$$

ピストン 1 円インチあたり作用する最大の力が 11 lb/cir.in であるとすると、シリンダ直径を D、太陽歯車直径を d_s とするとき、太陽歯車軸に作用する最大トルクは $T = 11D^2 \times (d_s/2)$ であり、これを用いると、

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 11 \times D^2 d_s}{2\pi\tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{28.01 \times D^2 d_s}{\tau_{max}}}$$

と表される (ただし、物理量はすべてポンド、インチの単位で与える)。これを上記の規則と比較すると、上記の規則は最大せん断応力を

$$\tau_{max} = 28.01 \times 80 = 2241 \text{ lb/in}^2 \quad (= 157.5 \text{ kg}_\text{f}/\text{cm}^2)$$

と仮定していることに相当する。次ページのはずみ車を持たないクランク軸に対する規則では、許容せん断応力は 2689 lb/in^2 となっており、2241 lb/in^2 はその 83 % となっている。本書の説明では、これははずみ車を支持することに伴う曲げモーメントを加味して、許容応力を小さめに選んでいるとされている (訳注終わり)。

上の規則に基づいた標準機関のはずみ車軸のネック部の寸法は、表 2 のようになる。それらは鋳鉄製である。

---

*58　ロンドンのビール醸造所用にワット氏により作られた 24 インチシリンダの最も初期の回転機関は、行程長 5 フィートではなく 6 フィートであり、遊星歯車は直径 3 フィートであった (第 6 章 p.437 を参照)。その軸のネック部は直径 6 インチであり、または上の規則による強度の $\frac{5}{6}$ だけであった。これらの機関のあるものは、過去 40 年の間何の問題もなく使用され続けている。

表 2　標準機関のはずみ車軸

馬力 HP	参照	シリンダ直径 in	太陽歯車直径 ft	ネック部直径 in	ネック部長さ in
10		$17\ \frac{1}{2}$	2	4.5	5.4
20	p.498	$23\ \frac{3}{4}$	$2\ \frac{1}{2}$	5.96	7.15
30	p.501	$28\ \frac{1}{4}$	3	7.11	8.53
40	p.504	$31\ \frac{1}{2}$	$3\ \frac{1}{2}$	8.06	9.67
50	p.519	34	4	(two necks) 7.03	8.43

太陽遊星歯車の代わりにクランクを用いて作られている現在の機関は、(訳注；行程長を等しくするとき、) クランク軸のネック部が、太陽歯車の軸のネック部に必要な強さの 2 倍の強さであることを必要とする。なぜなら、クランクが太陽歯車のてこ比の 2 倍のてこ比でネック部をねじるように作用するからである。はずみ車が太陽歯車軸に固定されている場合は、ネック部は、軸を回転するねじりに抵抗するのと同様に、はずみ車の重さを支える強度をも必要とする。

クランクの作用を用いて第 2 の軸上のピニオンではずみ車を回転させるために、そのクランクの軸上には増速歯車しかない機関では、クランク軸のネック部はねじりの荷重だけを受け持つことになるであろう。そのような場合は、以下の規則を用いることができるであろう。

(p.619) **ワット氏の回転式蒸気機関用のクランク軸の鋳鉄製ネック部に対する適切な直径を見出すこと。**ただし、その軸上にははずみ車はなく、増速歯車だけが取り付けられているとする。

規則：シリンダの直径 (インチ) の 2 乗に行程長 (フィート) をかけて、その積を 8 で割り、その商の立方根を求める。その根は、クランクネック部の適切な直径 (インチ) である。そしてその直径に 1.2 をかけたものは、ネック部の適切な軸受長さ (インチ) を与える。

例：シリンダの直径 36 インチを 2 乗して = 1296 円インチ、×行程長 7 フィート = 9072 、÷8 = 1134 、その立方根 10.43 インチがネック部の直径である。そして適切な軸受長さは (10.43 ×1.2 =) 12.5 インチとなる。

この規則によると、シリンダ直径 2.83 インチつまり面積 8 円インチで、ピストン行程長 1 フィートの小型機関は、クランクのネック部は直径 1 インチ、軸受長さ $1\ \frac{1}{5}$ インチが必要である。

計算式 (訳注)：

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{8}} \quad \left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [in]})}{96}} \right)$$

$(\text{ネック部軸受長さ [in]}) = 1.2 \times (\text{ネック部直径 [in]})$

ピストン 1 円インチあたり作用する最大の力を 11 lb/cir.in であるとすると、クランク軸の最大トルクは $T = 11D^2 \times (L/2)$ であり、これより

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 11 \times D^2 L}{2\pi\tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{28.01 \times D^2 L}{\tau_{max}}}$$

となる。ただし、D はシリンダ直径、L は行程長、d はクランク軸ネック部直径、τ_{max} はそこでの最大せん断応力である。

これを上記の規則と比較すると、上記の規則は許容最大せん断応力を

$$\tau_{max} = 28.01 \times 96 = 2689.0 \text{ lb/in}^2 \quad (= 189.1 \text{ kg}_\text{f}/\text{cm}^2)$$

と仮定していることに相当する (訳注終わり)。

現在の機関で広範に実現されているように、はずみ車がクランク軸に取り付けられているとき、そのはずみ車の重量を安全に支持するためには、その軸のネック部は最後に述べた規則よりかなり強くされなければならない。太陽遊星歯車を備えた機関について以前に与えられたネック部の直径の同じ規則が、太陽歯車の直径の代わりに行程長を使用するだけで適用できるであろう。

例： シリンダ直径 36 インチ = 面積 1296 円インチ、×行程長 7 フィート = 9072 、×0.15 = 1361 、その立方根は 11.08 インチであり、これがネック部の直径である。また、(11.08 ×1.2 =) 13.3 インチとなり、これが軸受の適切な長さである。

計算式 (訳注)： 以前の規則の太陽歯車直径を行程長に置き換えて、計算式は次式となる。

$$
\begin{aligned}
&(\text{軸ネック部直径 [in]}) \\
&\quad = \sqrt[3]{0.15 \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})} \\
&\left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{6.667}} = \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [in]})}{80}} \right)
\end{aligned}
$$

前述のように、この式では許容最大せん断応力を

$$\tau_{max} = 2241 \text{ lb/in}^2 \quad (= 157.5 \text{ kg}_\text{f}/\text{cm}^2)$$

と仮定していることになる。曲げモーメントによる垂直応力を考えれば 2 軸応力状態となるが、これは、当時の知識の範囲を大きく超えている (訳注終わり)。

ピストンが最も有効に作用する瞬間にクランクに及ぼす最大の力は、ピストンの面積 1 円インチあたり 11 ポンドの割合であると仮定されているので、除数として 8 を用いる前述の規則 (p.619) に従うと、クランクのネック部は、直径 (インチ) の 3 乗に 88 をかけて得られる負荷でねじられるであろう。その積は、中心からの長さ $\frac{1}{2}$ フィートのてこに作用するねじりの力 (ポンド) を表すであろう*[59]。これより、直径 1 インチで軸受部長さ 1 $\frac{1}{5}$ インチの鋳鉄製ネック部は、軸中心からの長さ $\frac{1}{2}$ フィートの位置に作用する 88 ポンドの力のねじり作用を、安全に支えることができるであろう。

例： (前述の例の) 直径 10.43 インチの鋳鉄製ネック部を取り上げると、その 3 乗 = 1134 、×88 ポンド = 99792 ポンドとなり、これが中心から 6 インチ (= $\frac{1}{2}$ フィート) の半径に作用するねじりの力を与える。上の規則によると、このネック部はこのねじりの力に堪えることができる。

証明： (前述のその例では) シリンダ直径 36 インチであり、その直径の 2 乗は 1296 円インチであり、×11 ポンド = ピストンの最大限の力 14256 ポンドとなる。この力が (7 ÷2 =) 3 $\frac{1}{2}$ フィートの半径に作用するので、それは、(14256 ×7 =) 99792 ポンドの力が 6 インチ (= $\frac{1}{2}$ フィート) の半径に作用する時のねじりの力に等しい。

グラスゴーのダンロップ (Dunlop) 氏は、直径 2 インチから 4 $\frac{1}{4}$ インチまでの種々のサイズの鋳鉄製ネック部をねじり破断するに要する力について、一連の実験を行った。軸受の長さは、直径の 1 $\frac{1}{5}$ 倍*[60]であった。

---

*[59] (訳注) 前記の計算式

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{8}}$$

に $(\text{シリンダ直径 [in]})^2 = (\text{ピストン荷重 [lb]})/11$ を用いて整理すると

$$(\text{ピストン荷重 [lb]}) \times (\text{行程長 [ft]}) = (\text{ネック部直径 [in]})^3 \times 88$$

となる。クランクのねじりモーメントは (ピストン荷重) × (行程長)/2 であることを用いると、上の式の値はクランクのねじりモーメント (ポンド・フィート) の 2 倍の値、つまり長さ $\frac{1}{2}$ フィートのてこに直角に作用する力の大きさ (ポンド) を表している。

*[60] (訳注) 原文では 1 $\frac{1}{4}$ 倍となっているが、これは多分ミスプリントと思える。

これらの実験から、ネック部の直径 (インチ) の 3 乗に 880 をかけると、その積は、半径 $\frac{1}{2}$ フィートの位置に作用したとき、その軸を実際にねじり破断するねじり力 (ポンド) にほぼ一致することが明らかになっている。これより、上記の規則により比率化したネック部は、それを破断する力のわずか $\frac{1}{10}$ でねじられることになるであろう[*61]。

(p.620) 前述したところによると、直径 1 インチ、長さ $1\frac{1}{5}$ インチの鋳鉄製のネック部は、運動中心から $\frac{1}{2}$ フィートの距離に作用する 88 ポンドのねじり力を、破損する恐れなく支持することができる。なぜなら、そのネック部をねじり破壊するには、その力の 10 倍つまり 880 ポンドを必要とするであろうからである。もしそのようなネック部が毎分 1 回転すれば、それが伝達する力学的パワーは、毎分直径 1 フィートの円周つまり 3.1416 フィートの距離に沿って一様に作用する 88 ポンドの力で表すことができる。これは毎分 1 フィートの距離を通じて作用する (3.1416 ×88 =) 276.46 ポンドに相当する。これを 1 馬力 = 33 000 ポンドで割ったものは 0.00838 馬力を与え、毎分 1 回転するとき、このパワーが、直径 1 インチ、長さ $1\frac{1}{5}$ インチの鋳鉄製のネック部により伝達されるであろう。または逆に言えば、1 馬力を伝達するためには、そのようなネック部は毎分 119.37 回転しなければならない[*62]。

最も経験豊富な水車大工による実例を見ると、それらは比率についての何らかの規則に従っているようには見えず、軸の回転数やそれが伝達するパワーに応じた軸ネック部のサイズは、場合により非常に大きく異なることがわかるであろう。蒸気製粉機で上記の比率規則に一致するネック部の例はほんのわずかであるが、その比率規則は蒸気機関のクランク軸ネック部が受ける荷重から導かれているため、それが十分であることについて疑いの余地はない。

下記の規則は水車大工の実例の平均と見なすことができ、そこでは、直径 1 インチ、長さ $1\frac{1}{5}$ インチの鋳鉄製のネック部は、1 馬力を伝達するには毎分 300 回転する必要があると仮定されている。それはワット氏の機関のクランク軸のネック部に許される強度 119.3 の $2\frac{1}{2}$ 倍である。また、ネック部をねじり破断するのに要する力は、下記の規則に従って比率化されたときに負荷される力の 25 倍となるであろう。

ある与えられた毎分回転数で回転し、与えられた任意の馬力を伝達する軸の鋳鉄製ネック部の寸法を求めること。

規則：ネック部が伝達するべき馬力の値に定数 300 をかけて、その積を軸の毎分回転数で割り、その商の立方根を求める。その根は鋳鉄製ネック部の適切な直径 (インチ) である。ただし、軸受の長さはその直径の $1\frac{1}{5}$ 倍とする。

例：60 馬力を発揮する機関の力すべてが軸のネック部により伝達され、その軸は毎分 50 回転する。60 HP ×300 = 18000、÷50 回転 = 360、その立方根は 7.11 インチであり、これがネック部の直径である。軸受の適切な長さは、(7.11 ×1.2 =) 8.53 インチとなる。実際のネック部は直径 7 インチであり、それで何年も動作してきた。

計算式 (訳注)：1 HP = 33000 lb ft/min = 396000 in ft/min であることを用いると、水車大工の経験に基づく計算

---

*61 (訳注) 直径 d [in] のネック部のねじり破断荷重が $T = 880\ \mathrm{lb} \times 6\ \mathrm{in} \times d^3 = 5280 \times d^3$ lb ft であったことより、これをねじり応力関係式

$$T = \frac{\pi d^3}{16}\tau_{max}$$

に用いると、そのときの破断せん断応力は

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \times 5289}{\pi} = 26940\ \mathrm{lb/in^2} \quad (= 189.1\ \mathrm{kg_f/cm^2})$$

となる。これは p.619 の規則による許容せん断応力の 10 倍である。

*62 この記述の結果に従って p.619 の規則を、シリンダ直径の代わりに伝達馬力と回転数を用いて表すと次式となる。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 119.37}{\text{回転数 [rpm]}}} \quad \left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達動力 [lb in/min]})}{3317 \times \text{回転数 [rpm]}}} \right)$$

式は次式である。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 300}{\text{回転数 [rpm]}}} \quad \left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達動力 [lb in/min]})}{1320 \times \text{回転数 [rpm]}}}\right)$$

回転軸のトルク (時間平均値) T を、動力 (仕事率) P と毎分回転数 n で表すと、

$$T = \frac{P}{2\pi n}$$

であるので、軸の直径は次式で表される。

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times P}{2\pi^2 \times \tau_{max} n}} = \sqrt[3]{\frac{P}{1.2337 \times \tau_{max} n}}$$

これを上記の規則と比較すると、上記の規則は τ_{max}

$$\tau_{max} = \frac{1320}{1.2337} = 1070 \text{ lb/in}^2 \quad (= 75.23 \text{ kg}_\text{f}/\text{cm}^2)$$

と仮定していることに相当する。ただし、ここでの τ_{max} は、軸断面内の最大せん断応力の時間平均値に対応する (訳注終わり)。

蒸気機関用の錬鉄製の軸：ワット氏の最も初期の機関では、はずみ車軸のネック部は、鋳鉄の中空の管でできた軸の端に取り付けられた錬鉄で作られていた。そのネック部は (錬鉄と鋳鉄の) 両方に通されたクロスピンにより固定された。最近の蒸気船用の機関では、クランク軸は通常錬鉄で作られている。その他の多くの用途の蒸気機関の主軸に錬鉄を使うのは、良い実践であろう。

(p.621) **ワット氏の回転式蒸気機関のクランク軸のための、錬鉄のネック部の直径を求めること。**

すでに与えられた規則 (p.619) は、除数 8 の代わりに 9.6 または 10 を除数に使うことにより使用可能であろう。

例：ある機関のシリンダは直径 32 インチであり、その 2 乗 = 1024 円インチ、×ピストンの行程 3 フィート = 3072 、÷9.6 = 320 となり、その立方根 6.84 インチがネック部の直径となる。そして (6.84 ×1.2 =) 82 インチが軸受長さとなる。

計算式 (訳注)：錬鉄製のクランク軸 (はずみ車なし) のネック部の寸法は次式より求まる。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{(9.6 \text{ or } 10)}} \quad \left(= \sqrt[3]{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [in]})}{(115.2 \text{ or } 120)}}\right)$$

$$(\text{ネック部軸受長さ [in]}) = 1.2 \times (\text{ネック部直径 [in]})$$

第 1 式を

$$d = \sqrt[3]{\frac{28.01 \times D^2 L}{\tau_{max}}}$$

と比較すると、最大せん断応力を

$$\tau_{max} = 28.01 \times (115.2 \text{ または } 120) = (3227 \text{ または } 3361) \text{ lb/in}^2$$

と仮定していることに相当する (訳注終わり)。

この規則によると、直径 1 インチ、長さ 1 $\frac{1}{5}$ インチ錬鉄製のネック部は、毎分 (119.37 ×8/9.6 =) 99.5 回転、または丸めて 100 回転を行うとき 1 馬力を伝達することができる。

クランクの主軸は通常正方形であり、そして前述の規則によって与えられるように、その正方形の辺はクランク軸のネック部の直径よりも約 $\frac{1}{10}$ 大きい。したがって、ネック部の直径に 1.1 を掛けると、その積は軸の正方形の辺である。

例：シリンダ直径 36 インチ、行程長 7 フィートで、クランク軸のネック部が直径 10.43 インチであるとする。そのとき、適切な軸のサイズは 10.43 ×l.1 = 11.47 インチ角となる。その軸受間の距離は約 5 フィートである。

注意：ねじりに対するネック部または軸の強度は、ねじりにさらされる長さが大きくなればなるほど小さくなる。そのため、ネック部に関する上記の規則は、その直径と長さとの間のある一定範囲の比率に対してのみ適応できると考えられなければならない。クランクの主軸はすべての場合、軸のサイズに比べてその軸受間の長さは非常に短い値であり、その正方形断面の一辺がネック部直径よりその $\frac{1}{10}$ だけ大きいのであれば、その軸はねじり作用に対して問題とはならない。なぜなら、その軸は突然の震動による破損の恐れなく増速歯車またははずみ車の重量を支持するためにだけ、そのサイズを必要とするだけであるからである。そのような震動は、もし軸と軸受が緩んでいたならば、その軸受から軸がわずかに持ち上がることにより時々生じるかも知れない。

11　はずみ車を回すための増速歯車とピニオンの強度

現在の蒸気機関の増速歯車は、通常クランクピンで描かれる円よりかなり大きい直径で作られている。そのため、その歯が受ける圧力は減少していて、ピストンにより加えられるすべての力より小さくなっている。増速歯車の大きさは、機関を応用する用途に応じて便利なように調整されている。

紡績機のように機械が高速で回転する必要があるとき、原動機による速度をかなり増加させるために、大きい増速歯車を使用するのが有利である。そのような場合、その歯車の直径はピストンの行程長の 2 倍になるかも知れず、そのとき歯車の歯により伝達される圧力は、ピストンにより加えられる力のわずか $\frac{1}{2}$ の大きさになるであろう。一般に、その歯車の直径は行程長の約 1.5 倍または 1.5 〜 2 倍である。そのため、行程長 4 フィートでは、歯車の直径は 6 フィートになり、行程長 5 フィートで、直径 7 $\frac{1}{2}$ フィート、行程長 6 フィートで、直径 9 フィート、行程長 7 フィートで、直径 10 $\frac{1}{2}$ フィート、そして行程長 8 フィートで、直径 12 フィートとなる。ピニオンは増速歯車の $\frac{1}{2}$ から $\frac{1}{4}$ のサイズであり、ピストンの 1 行程で、はずみ車を 2 ないし 4 回転させる。

(p.622) 現在の機関で使用されている増速歯車の歯は、ワット氏により使用された太陽遊星歯車、つまり p.615 の規則に従ったものよりもはるかに強力である。以下の規則は、ワット氏の原理に基づいて蒸気機関の増速歯車の歯を比率化し、それを最高の技術者の実践にほぼ相当するものにするであろう。

ワット氏の回転機関の増速歯車の鋳鉄製の歯の寸法を求めること。

規則：シリンダの直径 (インチ) の 2 乗に行程の長さ (フィート) をかけ、その積を歯車のピッチ円直径 (フィート) で割り、その商の $\frac{1}{10}$ をとると、それは歯の適切な強度、つまり、歯のピッチ (インチ) の 2 乗と歯の幅 (インチ) の積をで表している。したがって、**歯のピッチが与えられているのであれば、歯幅を求めるために**、強度を表す上記の数値をピッチ (インチ) の 2 乗で割ると、その商は適切な歯幅 (インチ) となる。**または、歯幅が与えられているのであれば、歯のピッチを見つけるために**、強度を表す上記の数を歯幅 (インチ) で割り、その商の平方根を抽出する。その根は歯の適切なピッチ (インチ) となる。

例：シリンダ直径を 36 インチ、ピストンの行程長を 7 フィートとし、増速歯車の直径を 12 フィートとする。そのとき、36 の 2 乗 = 1296 円インチ、×行程長 7 フィート = 9072、÷増速歯車直径 12 フィート = 756。この $\frac{1}{10}$ = 75.6 が歯の強度を表す。歯車の必要な歯数を 151 とすると、そのとき、直径 12 フィート ×37.7 = 円周 452.4 インチ、÷歯数 151 = ピッチ 3 インチ、その 2 乗は 9 となる。そして、強度 75.6 ÷9 = 歯幅 8.4 インチが適切な歯幅である。実際には歯幅 8 $\frac{1}{4}$ インチとなっている。

または、歯幅を 9 インチにするとすると、そのとき 75.6 ÷9 = 8.4、その平方根は 2.9 インチであり、これが歯のピッチである。ピッチ 2.9 インチからその歯車の歯数は 156 となる。

計算式 (訳注)：

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{10 \times (\text{ピッチ円直径 [ft]})}$$

$$(\text{歯幅 [in]}) = \frac{(\text{歯の強度})}{(\text{歯のピッチ [in]})^2} = \frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{10 \times (\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2}$$

$$(\text{歯のピッチ [in]}) = \sqrt{\frac{(\text{歯の強度})}{(\text{歯幅 [in]})}} = \sqrt{\frac{(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})}{10 \times (\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{歯幅 [in]})}}$$

(訳注終わり)

上記の規則によって比率化された増速歯車の歯は、ピストンがその行程の中央近くを通過する時に及ぼすその最大限の力を支持するのに十分な強さを持つであろう。またその結果として、ピストンがその行程の他の部分を通過している時には、それがおよぼす力を支持するには、必要以上の強度を持っているであろう。最大の

力は、全行程を通じて作用する平均の力の 3.14 倍である (第 6 章 p.416 を参照)。

上記の規則の比率に従うと、シリンダ直径 3.16 インチ = 10 円インチで、直径 1 フィートの増速歯車を持つ小型機関 (ピストンの行程長も歯車直径に同じ) を仮定すると、そのとき、規則に従うと、歯のサイズはピッチ 1 インチ、歯幅 1 インチとなる。その歯は (10 円インチ ×11 ポンド =) 110 ポンドの力を支えて、破損のリスクなく動作し続けることができる。もし、このようなピッチ円直径 1 フィートの歯車を考え、毎分 1 回転すると仮定すると、それが伝達することができる力学的パワーは、直径 1 フィートの円の円周上を毎分 1 回転、つまり毎分 3.1416 フィート移動する 110 ポンドの力で表されるであろう。それは 345.576 ポンド・フィート/分 に相当し、33000 で割って馬力を求めると 0.01047 馬力となる。直径 1 インチの鋳鉄歯車が毎分 1 回転するとき、ピッチ 1 インチ、歯幅 1 インチの歯によりそのパワーが伝達される。逆に言えば、そのような歯車で 1 馬力を伝達するには毎分 95.5 回転しなければならない[*63]。

(p.623) この比率は、ピストンがそのコースの中央付近に到達するごとに、蒸気機関の増速歯車の歯が実際に受ける荷重から得られたものであるから、それが十分であることについて、疑いの余地はあり得ない。しかし、最高の水車大工の習慣に従うと、歯車の歯は上記の比率よりもはるかに強く作られている。

次の規則は、多くの良好な実例の平均値から作られている。それは、ピッチ 1 インチ、歯幅 1 インチの歯を持つ直径 1 フィートの鋳鉄製の歯車は、その歯で 1 馬力を伝達するためには、毎分 240 回転しなければならないと仮定している。したがって、それは、前述の規則に従ってワット氏の機関の増速歯車に見込まれた強度の 2 $\frac{1}{2}$ 倍の強度を与え、また、p.615 で与えられた規則に従って太陽遊星歯車の歯に見込まれる強度の 4 倍の強度を与えるであろう。

指定された毎分回転数で指定された馬力を伝達するのに必要な、鋳鉄製歯車の歯の適切な寸法を求めること。

規則：歯車のピッチ円直径 (フィート) に毎分必要とされる回転数を掛け、その積を除数として取っておく。伝達されるべき馬力の値に 240 を掛け、その積を上記の除数で割る。その商は適切な歯の強度を表す。**もし歯のピッチが与えられた場合は、歯幅を求めるために**、上記の強度をピッチ (インチ) の 2 乗で割る。その商は歯の適切な歯幅 (インチ) である。**または、歯幅が固定されている場合は、ピッチを求めるために**、上記の強度を歯幅 (インチ) で割り、その商の平方根を求める。その値は歯の適切なピッチ (インチ) である。

例：80 馬力機関のすべてのパワーは、毎分 17 回転する直径 9 フィートの歯車の歯により伝達される。そのとき、直径 9 フィート ×17 回転 = 153 (除数) となる。そして 80 HP ×乗数 240 = 19200、÷除数 153 = 125.5 となり、これが歯の強度である。歯幅が 12 $\frac{1}{3}$ インチの場合は、125.5 ÷12.33 = 10.18、その平方根は 3.19 インチであり、これが歯のピッチである。または、ピッチが 3 $\frac{1}{4}$ の場合は、その 2 乗は 10.56 であり、125.5 ÷10.56 = 11.87 インチであり、これが歯幅である。歯のピッチは実際には 3.14 インチ、歯幅は 12 インチとなっている。歯車の歯数は 108 である。

計算式 (訳注)：上記の脚注の 95.5 を 240 に置き換えて、

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 240}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}$$

[*63] (訳注) ピストン 1 円インチあたりの最大荷重 11 ポンドを常に受けてクランクが回転するとすると、そのクランク軸により伝達される動力 (馬力) は

$$(\text{伝達馬力 [HP]}) = \frac{11\ \text{lb/cir.in} \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times \pi(\text{行程長 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}{33000\ \text{lb ft/(min HP)}}$$

これより

$$(\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]}) = \frac{33000 \times (\text{伝達馬力 [HP]})}{11\pi \times (\text{回転数 [rpm]})} = \frac{954.9 \times (\text{伝達馬力 [HP]})}{\text{回転数 [rpm]}}$$

と置き換えることができる。これより p.622 の規則は

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 95.5}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}$$

と書き変えることができる。

$$(\text{歯幅 [in]}) = \frac{(\text{歯の強度})}{(\text{歯のピッチ [in]})^2} = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 240}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2}$$

$$(\text{歯のピッチ [in]}) = \sqrt{\frac{(\text{歯の強度})}{(\text{歯幅 [in]})}} = \sqrt{\frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 240}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]}) \times (\text{歯幅 [in]})}}$$

前項の計算では、有効圧力 11 ポンド/円インチ とし、ピッチ円直径 1 フィート歯車が毎分 95.5 回転して 1 馬力であった。これを 240 回転で 1 馬力と考えることは、有効圧力を

$$11\ \text{lb/cir.in} \times \frac{95.5}{240} = 4.377\ \text{lb/cir.in} = 5.573\ \text{lb/in}^2$$

と見積もっていることになる (訳注終わり)。

歯へ加わる荷重が一定で均一となる場合はすべて、上の規則で与えられるほど大きな強度を必要としないであろうが、蒸気機関に接続されている歯車に対しては上の規則が用いられるべきである。そのような歯車では、通常の動作では歯への荷重は均一かつ一定であるとしても、ピストンがそのコースの中央近くにきた時、時折、最大限の荷重を受ける可能性があるからである。

前に説明したことから、水車大工の習慣では、歯車の歯および軸のネック部に対し、非常に過剰の強度を与えていると思われる。この習慣の理由は、彼らはワット氏の蒸気機関の馬力が一様な圧力で作り出されていると仮定して、そこで使用されている歯車と軸の寸法を、馬力に応じて水車に採用しているのである。実際の蒸気機関の荷重は非常に大きく変化するため、ピストンの全行程で最も効果的な部分での荷重は、もし荷重が一様で連続的に作用したならばその馬力を生み出すのに要するであろう力の 3.17 倍の荷重となる。

(p.624) クランク軸のネック部および増速歯車の歯に対するピストンの作用は、ピストンがそのコースの中央近くに到着するたびに毎回、非常に強い衝動が繰り返されるのであり、それらの前後の期間ではその力は大きく減少し、各行程の終わりには完全に停止さえするのである。部品の強度は、瞬間的な最大限の力を支持できるように適合される必要がある。水車により駆動される軸と歯車装置、または蒸気機関のはずみ車の軸により駆動される軸と歯車装置では、荷重は均一であり、クランクのネック部および増速歯車に作用する最大荷重の $\frac{1}{3}$ 以下の荷重で、同じパワーを生み出すであろう。

蒸気機関の馬力は、ピストンの 1 平方インチあたり有効圧力 6.944 ポンドが継続的かつ均一に作用するとして計算されている (p.575 参照)。しかし、ピストンがその最も有効な瞬間に及ぼす最大限の力は、1 平方インチあたり 14 ポンド、つまり均一と仮定した圧力の 2 倍以上である (p.600 を参照)。クランクが連接棒に対して直角となるときのクランクのてこ作用は、均一の作用により同じ効果が生じるとしたときのてこ作用の 1.57 倍の比率となる。なぜなら、クランクピンは、ピストンが円周の直径を通過する間、その円周の半円を描くからである (第 6 章 p.415 参照)。したがって、ピストンの最大限のエフォートは、クランクが最も好ましい位置にあるとき伝達され、全行程を通して変動する力の平均値の、(14 ポンド ÷6.944 ポンド = 2.017 、×1.57 =) 3.17 倍となる。

■ピストンの最大限の力荷重を受ける軸と歯車 *64

上記の原理によれば、クランク軸に増速歯車が固定されて第 2 の軸のはずみ車を回しているのであれば、その歯車の歯は、はずみ車クランク軸上に直接取り付けられた同じクランク軸上の (他の機械を駆動するための) 歯車の歯より、3.17 倍強くなければならない。なぜなら、後者の場合の歯車は、機関の均一な力を他の機械に伝達するためにのみ使用されるからであり、その歯がその機械の均一な抵抗以上の力で負荷を受けることはないが、前者の歯車の歯は、ピストンとクランクがおよぼす最大限の力を受けて (一様な抵抗の 3.17 倍となる) その力をはずみ車に伝達しなければならないからである。

---

*64 (追加見出し)

はずみ車がクランク軸に固定されていて機械がその軸の (クランクの反対側の) 他端から駆動されるのであれば、クランクが固定されている軸端側のネック部には、同じパワーを伝達する同じ軸の他端にあるネック部の 3 倍の強度が必要である。なぜなら、クランク側のネック部はパワーをはずみ車に伝達するために、ピストンとクランクの最大限の力を伝えなければならないが、他端のネック部は機関により駆動される機械の抵抗に打ち勝つだけの均一な力を伝えさえすればよいからである[*65]。

この大きな差は、すべての断続的な激しい衝動を受け取るはずみ車が介在することにより作り出されるものであり、はずみ車は反復されるすべての衝撃を受け止めて、連続的に継続する一様で規則的な力以外の力が機械に伝達されるのを防ぐ。ピストンが行程を変える時に生じる中断も、すべて避けることができる。

この事情は、実際には注意を払われていない。なぜなら、最良の機関製造者や水車大工の間では、歯車や軸の強度を決める際に、それらがはずみ車の均一な作用を受けるだけのときでも、ワット氏の機関でクランクネック部と増速歯車に必要とされたのと同じように、歯車と軸を比率化するが普通の方法となっているからである。ワット氏の機関のそれらの軸や歯車は、ピストンとクランクの最大限の力をはずみ車に伝達しなければならないのである。このような慣習の理由は、何らかの障害により抵抗が大幅に増加して機械の歯車装置が強制的に動きを抑えられた場合、ゆっくり回転するクランクは抑えられた機械のすべての部分にピストンの最大限の力をそのまま伝える可能性があり、それらすべてにはずみ車がない場合と同じ荷重を負荷する可能性があるからである。はずみ車がゆっくり動くときは、それは力を均一化する効果を持つことができない。

(p.625) そのような障害の起こり易さは、機関が適用されている機械の種類に依存するに違いない。粉砕機などのように (第 6 章 p.505、514 を参照)、高速で動かされる非常に重い質量を持つ機械に機関が接続されるときは、機関が始動するたびに、それらの質量の慣性がその動きに対する抵抗として対抗して、接続されているすべての歯車と軸にピストンとクランクの最大限の荷重がかかるであろう。したがって、それらすべての部品は、クランクのネック部、軸、増速歯車の歯と同じ比率の強度を持つ必要がある。

そのような場合、ネック部の直径を見つけるための規則 (p.620) の乗数は 300 ではなく、(119.37 回転 $\times 3.17 = 378.42$、つまり) 380 としなければならない。そして歯車の歯に対する規則 (p.623) の乗数は、240 ではなく、(95.5 回転 $\times 3.17 = 302.7$、つまり) 300 としなければならない[*66]。

最も強力な比率をもとにした軸のネック部の例： 36 インチのシリンダを持つ 53 馬力機関 (第 6 章 p.518 の注釈を参

[*65] (訳注) 著者が想定しているクランク軸上の配置は、クランク → ネック部 A → はずみ車 → ネック部 B → 機械駆動歯車 の順となっている。この場合、はずみ車の慣性モーメントが十分に大きければ、ネック部 A にはクランクの変動トルクがそのまま作用し、ネック部 B には機械の負荷に対応するトルクのみが作用することになる。

[*66] ボルトンのヒック氏は、歯車の歯が伝達できるパワーを計算するための以下の方法を著者に知らせてくれた。

規則： 歯のピッチ (インチ) の 2 乗の $\frac{1}{4}$ に歯幅 (インチ) を掛けると、その積はピッチラインが毎秒 4 フィートを通過するとき歯が伝達する馬力の値である。

例： 20 馬力機関のパワーを伝達するために、クランクの軸に取り付けられた増速歯車は直径 7 フィート 1 インチであり、ピッチ $2\frac{1}{2}$ インチ、歯幅 $6\frac{1}{2}$ インチの 108 枚の歯を有している。それが毎分 22 回転し、ピッチ円が毎秒 8.16 フィートで運動する。(なぜなら、直径 7.083 フィート $\times 22$ 回転 $= 155.8$ 、$\div$除数 $19.1 = 8.16$ フィート/秒 となる；序章 p.33 の規則を参照。) そのとき、ピッチ 2.5 インチの 2 乗 $= 6.25$、$\div 4 = 1.562$ 、$\times$幅 6.5 インチ $= 10.156$ 馬力となり、これが、その歯が、(毎秒 8.16 フィートでなく、) 毎秒 4 フィート移動した場合に歯車が伝達できるパワーである。したがって、10.156 HP $\times 8.16 \div 4$ フィート/秒 $= 20.72$ 馬力となり、これがその歯が伝達できる馬力である。

ヒック氏が実際に用いているこの比率によれば、ピッチ (インチ) の 2 乗に幅 (インチ) を掛けたならば、その積は、その歯が毎秒 16 フィート、つまり ($\times 60 =$) 毎分 960 フィート移動するとき、歯車が伝達することができる馬力の値を表す。直径 1 フィートの歯車がその速度を得るためには、毎分 ($960 \div 3.1416 =$) 305.6 回転しなければならない。著者の規則によると、それは 302.7 になるはずであり、これは非常に近い値であることより、二つの比率は同一と考えることができるであろう。

計算式 (訳注)： (歯車の円周速度 [ft/min]) $= \pi$(ピッチ円直径 [ft]) $\times$ (回転数 [rpm]) を用いると、ヒック氏の規則は

$$(\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 960\ [\text{ft/min}]}{\pi(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})} = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 305.6}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}$$

となっている (訳注終わり)。

照) のクランク軸は、毎分 17 $\frac{1}{2}$ 回転する。53 HP ×乗数 380 = 20140 、÷回転数 17.5 = 1150 であり、その立方根は 10.47 インチであり、これがネック部の直径である。これは、以前の規則 (p.619) により与えられた結果とほぼ同じである。

計算式 (訳注)：ピストンの最大限の力を伝達できる軸のネック部は、次式で求めることができる。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 380}{\text{回転数 [rpm]}}}$$

(訳注終わり)

最も強力な比率をもとにした歯車の歯の例：直径 12 フィートの歯車は、毎分 17 $\frac{1}{2}$ 回転するとき、53 馬力を伝達する。そのとき、直径 12 フィート ×17.5 回転 = 除数 210 となり、53 HP ×乗数 300 = 15900 、÷除数 210 = 75.8 となり、これが歯の強度である。もし、歯がピッチ 3 インチであれば、それらは 75.8 ÷(3 の 2 乗 =) 9 = 幅 8.4 インチとすべきである。または、もし歯の幅が 9 インチとされていたならば、そのとき、75.8 ÷9 = 8.42 となり、その平方根 2.9 インチが歯のピッチとなる。ボールトン・ワット商会の 53 馬力機関の例では、それらは実際にはピッチ 3 インチ、幅 8 $\frac{1}{4}$ インチとなっている。

計算式 (訳注)：ピストンの最大限の力を伝達する歯車の強度は、次式で求めることができる。

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 300}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}$$

(訳注終わり)

これらの規則は、追加のはずみ車が導入されている圧延機 (第 6 章 p.505 を参照) を除いて、あらゆる種類の機械類の歯車と軸に対して十分な強度を与えると考えてよいであろう。

■水車により駆動される軸および歯車　水車により駆動される機械では衝撃は非常に均一であり、そのため、はるかに小さい強度で十分である。前述のワット氏の機関のネック部と増速歯車で導かれた結論に、乗数として 120 と 96 を用いて求められたネック部や歯車の実例が、数多く見られる。

計算式 (訳注)：水車等で動かされる機械類に対する著者の推奨は、次式で表される。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 120}{(\text{回転数 [rpm]})}}$$

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{(\text{伝達馬力 [HP]}) \times 96}{(\text{ピッチ円直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}$$

また、(伝達馬力)/(回転数) を元の (トルク) で表せば、

$$\frac{(\text{伝達馬力 [HP]})}{(\text{回転数 [rpm]})} = \frac{2\pi \times (\text{トルク [lb ft]})}{33000}$$

となるので、上の計算式は

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{\frac{2\pi \times 120 \times (\text{トルク [lb ft]})}{33000}} = \sqrt[3]{\frac{\text{トルク [lb ft]}}{43.77}}$$

$$(\text{歯の強度}) = (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 = \frac{2\pi \times 96 \times (\text{トルク [lb ft]})}{33000 \times (\text{ピッチ円直径 [ft]})} = \frac{(\text{トルク [lb ft]})}{54.71 \times (\text{ピッチ円直径 [in]})}$$

と表すこともできる (訳注終わり)。

(p.626)

水車よる緩慢な動きで一様な荷重を受ける鋳鉄製のネック部および歯車の例：

(例 1)

直径 16 フィート、幅 18 フィート、有効落差約 7 フィートの**胸掛け水車** (中射式水車) が、毎分 4 回転するとき 48 馬力を発揮する。この水車はそのパワーを水車のリムに固定されたリング状の鋳鉄製の歯で伝達し、ピッチ 3.14 インチ、幅 10 インチの歯数 48 枚の直径 4 フィートの鋳鉄製ピニオンを回転させる。このピニオンは鋳鉄製の軸の先端に固定され、そのネック部は直径 7 $\frac{1}{2}$ インチで、軸受部の長さは 9 $\frac{3}{4}$ インチである。このネック部と歯は、毎分 14 回転して水車のパワーをすべて伝達する。

ネック部の計算：48 馬力 ×乗数 120 = 5760 、÷回転数 14 = 411.43 となる。その立方根は 7.44 インチであり、これがネック部の直径である。また軸受部の長さは (7.44 ×1.2 =) 8.93 インチとなる (実際は直径 7.5 インチ、長さ 9.75 インチ)。

歯の計算：48 馬力 ×乗数 96 = 4608 、÷(直径 4 フィート ×14 回転 =) 56 = 82.20 であり、これが歯の強度である。歯の強度 ÷歯幅 10 インチ = 8.229、その平方根は 2.87 インチであり、これが歯のピッチとなる (実際は 3.14 インチ)。

(例 2)

もう一つの**胸掛け水車**は直径 18 フィート、幅 14 フィートであり、有効落差約 6 フィートであり、毎分 4 回転するとき約 25 馬力を発揮する。それはそのパワーを、ネック部の直径 9 $\frac{1}{8}$ インチの軸により、およびネック部の先の軸先端に固定された鋳鉄製ピット歯車 (pit wheel) の木製の歯により伝達する。その歯車は直径 13 フィートであり、その歯はピッチ 2 $\frac{1}{2}$ インチで、幅 7 インチである。

ネック部の計算：25 馬力 ×乗数 120 = 3000、÷回転数 4 = 750 となる。その立方根は 9.09 インチであり、これがネック部の直径となる (実際は 9.125 インチ)。

歯の計算：25 馬力 ×乗数 96 = 2400、÷(直径 13 フィート ×回転数 4 =) 52 = 46.15 であり、これが歯の強度である。÷幅 7 インチ = 6.59 であり、その平方根は 2.57 インチであり、これが歯のピッチとなる (実際は 2.5 インチ)。

(例 3)

直径 22 フィート、幅 6 $\frac{1}{2}$ フィートの**上掛け水車**が、毎分 6 回転すると、約 26 馬力を発揮する。それはそのパワーを、その軸の直径 7 $\frac{7}{8}$ インチ、長さ 8 インチのネック部により、およびネック部の向こう側の軸端に固定されている鋳鉄製ピット歯車の歯により伝達する。ピット歯車は直径 6 フィートであり、ピッチ 2.98 インチ、幅 8 $\frac{1}{4}$ インチの 76 枚の歯を持っている。

ネック部の計算：26 HP ×乗数 120 = 3120、÷回転数 6 = 520、その立方根は 8.04 インチであり、これがネック部の直径である。ネック部の長さは (×1.2 =) 9.65 インチとなる (実際は直径 7.875 インチ、長さ 8 インチ)。

歯の計算：26 HP ×96 = 2496、÷(直径 6 フィート ×回転数 6 =) 36 = 69.3 となり、これが歯の強度である。÷幅 8.25 インチ = 8.4 であり、その平方根 2.9 インチが歯のピッチである (実際は 2.98 インチ)。

(例 4)

スミートン氏による**キャロンの送風機の上掛け水車** (第 4 章 p.278 を参照) は、毎分 6 回転するとき 15 $\frac{3}{4}$ 馬力を発揮した。それはそのパワーを直径 7 インチ、軸受長さ 7 インチの軸のネック部により伝達する。

ネック部の計算：15.75 馬力 ×乗数 120 = 1890、÷回転数 6 = 315 となる。その立方根 6.8 インチがネック部の直径となる (実際は 7 インチ)。

上記の例は長い間きわめて良好に機能してきた水車場からの抜粋であり、それらはここで採用された基準が十分であることを証明している。(ただし、水車大工らが蒸気機関で駆動される機械装置で通常行う方法は、非常に大きい強度を与えている。) 上記の計算は、直径 1 インチの鋳鉄製ネック部には (88 lb ×$\frac{1}{2}$ ft =) 44 ポンド・フィート以上のねじり力が作用しないように、また、ピッチ 1 インチで歯幅 1 インチの歯車の歯は、

110 ポンド以上の力[*67]では押されないように比率化されている[*68]。軸のネック部と歯車の歯が、急な動揺や衝撃を受ける恐れがなく、非常にゆっくりと作用する定常的な圧力を受けるだけであるとき、それらはその力の 10 倍から 15 倍の力を安全に支持することができる。このことは、以下の例で示されている。

■クレーンで均一な力で非常に緩慢に重りを持ち上げるための、錬鉄製ネック部および鋳鉄製歯車の歯の強度の例： (p.627)

ロンドン・ドックス (London Docks) の最強のクレーンは大理石のブロックを持ち上げるために用いられ、直径 1 $\frac{1}{4}$ インチの鉄製の鎖で 20 トンの重りを持ち上げることができる。その鎖は、直径 18 インチの円筒形の胴に巻かれている。この胴の軸は 4 $\frac{1}{4}$ インチ角の錬鉄製であり、そのネック部は直径 4 $\frac{1}{2}$ インチで長さ 4 インチである。胴はこのネック部により回転されて鎖を巻き取り、そのためにそのネック部の先の軸先端に、直径 6 フィートの鋳鉄製の歯車が固定されている。この歯車は、ピッチ 1.51 インチで歯幅 4 $\frac{1}{2}$ インチの 150 枚の歯を持っている。

ネック部の計算：20 トンは (×2240 ポンド =) 44800 ポンドであり、ねじり荷重として、44800 ポンド ×胴直径 1.5 フィート = 67200 ポンド が半径 $\frac{1}{2}$ フィートに作用する。67200 ポンド ÷(直径 4 $\frac{1}{2}$ インチの 3 乗 =) 91.12 = 738 ポンドとなる。これが直径 1 インチで長さ $\frac{8}{9}$ インチ[*69]の錬鉄製のネック部に作用する基準ねじり力 (半径 $\frac{1}{2}$ フィートに作用する力) である。この値は、錬鉄製ネック部に対する標準値 105.5 ポンドの 7 倍である。

(p.628) **歯の計算：**44800 ポンド ×胴直径 1.5 フィート = 67200、÷歯車直径 6 フィート = 11200 ポンドとなり、こ

[*67] (訳注) 著者は (トルク) の代わりに、軸に対して "ねじり力" = 2 ×(トルク) 、歯車に対して "接線荷重" = 2 ×(トルク)/(ピッチ円直径) を用いて、p.625 のトルクを用いた計算式 (訳注) を次式のように表している。

$$(\text{基準ねじり力 [lb ft]}) = \frac{\text{ねじり力 [lb ft]}}{(\text{ネック部直径 [in]})^3} = 88 \text{ lb ft}$$

$$(\text{基準接線荷重 [lb]}) = \frac{(\text{接線荷重 [lb]})}{(\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯のピッチ [in]})^2} = 110 \text{ lb}$$

この各式の値は、直径 1 インチの軸に換算したねじり力 (腕の長さ $\frac{1}{2}$ フィートに作用する力)、および、幅 1 インチでピッチ 1 インチの歯に換算した接線荷重 (ピッチ円直径は無関係) を表しており、その許容値は材料および適用条件に依存する。上記の 88 lb ft および 110 lb の値は、水車等で駆動される鋳鉄製軸ネック部および歯に対する値である。

[*68] 小さな機械が急激な衝撃を受けずに非常にゆっくりとゆるやかな動く場合には、歯の強度に対する上記の比率が当てはまる。このことは、以下の例で示されているであろう。

肉を焼くための普通のキッチンジャック (kitchen jack) つまりターンスピット (turn-spit) の大歯車は、直径 5.46 インチであり、ピッチ 0.357 インチで歯幅 0.4 インチの 48 枚の歯を持っている。この歯の強度は、歯幅 0.4 インチ × (ピッチ 0.357 インチの)^2 = 0.0508 である。その歯車は歯車軸の上の胴に巻かれたコードにより回され、そのコードは重い重りを吊り下げたプーリ列に通されている。コードは 12 ポンドの力で引っ張られ、そして、歯車の歯により伝えられる力は 6 ポンドとなる。その値 ÷歯の強度 0.0508 より、幅 1 インチでピッチ 1 インチの歯に換算した基準接線荷重 (proportionate strength) として、118 ポンドが得られる (上記の規則では 110 ポンド)。この歯車は 30 年以上にわたって日常的に使われていて、錬鉄製で、その歯は歯数 12 のピニオンを回している。ピニオンの歯は非常に磨耗している。

ペニントン (Pennington) 氏により作られた非常に優れた懐中時計の素晴らしい歯車は、直径 0.764 インチであり、ピッチ 0.04 インチ、歯幅 0.04 インチの 60 枚の歯を有している。これらの歯の強度は、歯幅 0.04 インチ × (ピッチ 0.04 インチの)^2 = 0.0064 である。これらの歯が伝達する力を求めるために、時計のリューズに (watch key) に車輪が取り付けられ、車輪の周囲に時計のねじを巻き上げるのに十分な重りが絹糸で加えられた。歯に加わる一定の力は 0.83 ポンドと思われ、その値 ÷歯の強度 0.0064 = 130 ポンドとなり、これが基準接線荷重である。この時計はこれまで 10 年間使用されている。その歯車は細かい黄色の真ちゅう製であり、非常に硬く鍛造されている。それは金メッキされているが、金メッキ部はまだ歯から磨耗していない。

同じ歯車の軸はスチール製であり、焼き入れと焼き戻しが施されている。ネック部の直径は 0.07 インチである。それに対するねじり力 (訳注：= 2 ×トルク) は (0.83 ポンド ×歯車直径 0.764 インチ =) 0.634 ポンド・インチであり、÷直径 12 インチ = 0.0528 ポンド・フィートとなり、この力が中心から $\frac{1}{2}$ フィートの半径で作用する。この値 ÷(直径 0.7 インチの 3 乗 =) 0.000343 = 154 ポンドとなり、これが直径 1 インチのスチール製ネック部の半径 $\frac{1}{2}$ フィートに作用する基準ねじり力である。錬鉄製のネック部に対して以前に与えられた規則 (訳注：錬鉄の強度は鋳鉄の 1.2 倍) では (88 ×1.2 =) 105.5 ポンドであり、スチールは錬鉄より $\frac{1}{2}$ だけより強いと期待できるであろう。

[*69] (訳注) ネック部の寸法比 $\frac{\text{長さ}}{\text{直径}} = \frac{4}{4.5} = \frac{l_0}{1.0}$ より、直径 1 in に対するネック部長さ $l_0 = 1.0/4/5 = \frac{8}{9}$ in 。

れが歯車の歯に作用する圧力である。歯の強度は ピッチ 1.51 インチの 2 乗 = 2.28、×歯幅 4.5 インチ = 10.25 となる。そして 11200 ポンド ÷強度 10.25 = 1092 ポンドとなり、これが幅 1 インチ、ピッチ 1 インチの鋳鉄製歯の基準接線荷重である。これは想定した標準値 110 ポンドの 9.93 倍である。

ロンドンのロイド (Loyd) 氏 (以前の Loyd and Ostell) は、強力なクレーンを製造するのに優れた実践を持っている。最大サイズのものは 20 トンの重量を持ち上げるのに用いられ、その鎖は直径 $1\frac{1}{4}$ インチの鉄製であり、直径 22 インチの胴に巻かれる。鎖の巻き上げを案内して縁を上に向けた鎖リンクの下半分を受けるための、螺旋溝が胴の周囲に形作られている。この胴の軸は 4 インチ角の錬鉄製であり、一方の端のガジョンは直径 3 インチ、長さ $3\frac{1}{2}$ インチで、他方の端のネック部は直径 $4\frac{3}{4}$ インチ、長さ $3\frac{1}{2}$ インチである。鎖を巻き上げるために、胴はこのネック部により回転され、そして胴を回すために、ネック部の向こうの軸の末端に固定された鋳鉄の歯車は、直径 6 フィートであり、ピッチ 1.49 インチ、歯幅 $3\frac{1}{4}$ インチの 152 枚の歯を持っている。

その歯は先端でほぼ半円形に丸められていて、歯の間の空間もほぼ半円に繰り抜かれていて、この形は歯が歯車のリムに繋がるその根元に非常に大きな強度を与える。その歯車は歯数 17 の鋳鉄製ピニオンにより回される。ピニオンは歯車に対応する形の歯を持つが、その歯の各端に円形のリムつまりフランジが付いていて、それは歯と一体に鋳造されてそれらを非常に強くしている。この形の歯では、歯車とピニオンの歯が 1 対だけ同時に実際に接触し、1 枚の歯がすべての荷重を支えている。

ネック部の計算：44800 ポンド ×胴の直径 22 インチ = 985 000、÷直径 12 インチ = 82133 ポンドが半径 $\frac{1}{2}$ フィートに作用する。これがネック部のねじり力である。÷(直径 4.75 インチの 3 乗 =) 107.17 = 766.4 ポンドとなり、これが直径 1 インチで長さ $\frac{3}{4}$ インチの錬鉄製ネック部の基準ねじり力 (腕の長さ $\frac{1}{2}$ フィート) である。これは、想定した錬鉄製ネック部の標準値 105.5 ポンドの 7.26 倍である。

歯の計算：44800 ポンド ×胴の直径 22 インチ = 985600、÷歯車直径 72 インチ = 13689 ポンドが歯車とピニオンの歯にかかる圧力となる。歯の強度は (ピッチ 1.49 の 2 乗 = 2.22 、×幅 3.25 インチ =) 7.22 である。そして 13689 ÷強度 7.22 = 1898 ポンドとなり、これがピッチ 1 インチ、幅 1 インチの鋳鉄製歯の基準接線荷重である。これは想定した鋳鉄の標準値 110 ポンドの $17\frac{1}{4}$ 倍である。

15 トンを上げるロイド氏のクレーンは、直径 $1\frac{1}{8}$ インチの鉄製の鎖を持ち、胴は直径 22 インチ、ネック部は直径 $4\frac{1}{4}$ インチであり、歯車は直径 $4\frac{1}{2}$ フィート、ピッチと歯幅は上記と同じで、歯への荷重も等しくなる。

これらのクレーンは常に、それらが意図された全 (定格) 荷重を引き上げているとされているが、使用中にそれらがそのように全荷重を負荷されることは、稀にしか起こらず、その動きは非常に遅いので、その摩耗 (疲労) はまったく考えられない。これらのクレーンの歯車やネック部が壊れることは、全荷重を負荷された場合でも、ほとんど起こらず、非常に厳しい荷重によりネック部は数回かなり大きくねじられているが、まだ壊れていない。

ネック部や歯車の歯の強度のついて、我々が仮定した基準に従うと、軸のネック部と同じ軸上に固定された歯車の歯とが同等な強さを持ち、破壊に対する同等の安全性で同じ力を伝達できるためには、その大きさの間に次の規則が成り立つ。

(p.629) **同一軸上に固定された所定の歯車の歯により伝達されるねじり力に見合う、適切な鋳鉄製ネック部のサイズを見つけること。**

規則：歯のピッチ (インチ) の 2 乗に歯の幅 (インチ) を掛け、その積に歯車の直径 (フィート) を掛け、その積に 1.25 を掛け、その積の立方根を求める。その値は、必要なネック部の直径 (インチ) となる。ネック部の長さは、そのように得

られた直径の 1.2 倍である。

例：24 インチシリンダの蒸気機関用の増速歯車 (p.625 を参照) は、直径 7 $\frac{1}{12}$ フィートであり、ピッチ 2 $\frac{1}{2}$ インチで歯幅 6 $\frac{1}{2}$ インチである。そのとき、ピッチ 2.5 インチの 2 乗 = 6.25、×歯幅 6.5 インチ = 歯の強度 40.6、×歯車直径 7.08 フィート = 287.3、×乗数 1.25 = ネック部強度 359.13 となる。その立方根は 7.11 インチとなり、これがネック部に必要な直径である。そして軸受の適切な長さは、(×1.2 =) 8.53 インチである。

計算式 (訳注)：(軸のねじり力 [lb ft]) = (歯車の接線荷重 [lb]) × (歯車直径 [ft]) より、次の関係式が得られる。

$$(\text{ネック部直径 [in]}) = \sqrt[3]{1.25 \times (\text{歯のピッチ [in]})^2 \times (\text{歯幅 [in]}) \times (\text{歯車直径 [ft]})}$$

$$(\text{ネック部長さ [in]}) = 1.2 \times (\text{ネック部の直径 [in]})$$

(訳注終わり)

上記の例より、さまざまな場合で支持すべき荷重に応じて、軸のネック部と歯車の歯に与えられた強度に大きな不均衡があることがわかる。最大の強度は蒸気機関の場合に与えられ、その場合は、その動作が急激な動きで伝達され、時折激しい震動や急激な衝撃にさらされる。過度の強度は、それらの衝撃に耐えるために必要である。また、速い運動を伴う場合は、過度の摩擦および金属の破損や摩耗を生じずに荷重を支えるためには、軸受部分にある程度の接触面が必要である。新規の場合に対して、ネック部や歯車の歯の適切な強度を計算するための乗数を選ぶ際には、これらすべての状況を考慮に入れなければならないが、前述の例は、必要な情報を提供してその選択を指示するのに十分な数であろう。

歯車の木製の歯：高速の運動を伝達する歯車装置において、クラブツリー (crab tree)、シデ (四手;hornbeam)、カシ (樫;live oak)、ブナ (beech) などの硬い木を用いて大きな歯車の歯を作ることは、実用上優れている。木製の歯は歯車の鋳鉄製リムに作られたほぞ穴に固く打ち込まれ、クロスピンによりその場所に固定される。木製の歯にかみ合う小さい歯車つまりピニオンの歯は、鋳鉄で作られ、非常に正確で滑らかにやすりがけされる。鉄と木の歯は、両方とも木製または両方とも鉄製である場合よりも、はるかに良好に機能することがわかっている。

歯車の歯の作用では、接触を繰り返す歯同士はお互いに軽い打撃を伴って接触せざるを得ず、動きが速くてその圧力がかなり大きければ、これらの繰り返される打撃は激しい音と振動を生じるであろう。両方の歯が鉄でできている場合、これは片方が木でできている場合よりはるかに大きくなる。後者の場合では、歯は少したわむであろうし、振動も和らげるであろうからである。二つの歯車のうち大きいほうには木製の歯が付けられ、小さいほうには鉄の歯がつけられるべきであり、それらは互いにより規則的に磨耗するであろう (第 6 章 p.493 の注を参照)。木の歯の厚さを鉄の歯の厚さよりも幾分大きくして木の歯に強度を与えるために、鉄の歯の厚さを歯と歯の間の隙間より幾分小さくするべきである。

(p.630) 木製の歯は同じ大きさの中実の鉄の歯よりも破損しにくいが、木の歯は鉄の歯より速く磨耗することが経験より知られている。これは、木製の歯は急激な震動に対して少したわみ、歯への衝撃や打撃の影響を避けることが原因である。そしてまた、強制的に押されたときに木の歯がほんの少したわむため、同時に接触するすべての異なる歯の組が、圧力を分担し合い、それにより接触する表面が大幅に増加する。歯車のリムと一体に形成されている鋳鉄の歯は目立つほどたわむことはできず、その歯がいかに正確に形成されていても、二つの歯車の中心を結ぶ線に最も近い位置の歯の組み合わせに最大の圧力がかけられ、その他のどの歯の組にもほとんど圧力がかからない。両方の歯車が十分に大きくて十分な数の歯を持っていれば、2 ないし 3 組の歯が一度に互いに接触しているように見えるであろう。しかし堅い鋳鉄の歯では、その接触は、それらすべての間で圧力を公平に分散させるほど完璧ではないであろう。一方の歯車が木製の歯である場合、その接触はより完璧になり、木や鉄の歯での有効な接触面積は、硬い鉄と鉄の歯の間で同じ力を伝える場合の 2 倍の大きさになると仮定しても安全である。

木製の歯は鉄の歯のように、大きな圧力を受けてゆっくり動く用途には適していないが、速い動きに対しては木の歯が常に使われるべきである。水車で動かされる 4 組の石臼のためのトウモロコシ製粉機では、、水車の軸上の第一運動つまりはすばピット歯車は、通常ピッチ 2 $\frac{1}{2}$ インチ、歯幅 7 インチの木製の歯である。石臼用の四つのピニオンを回す大きな水平歯車も、ピッチ 2 インチ、歯幅 6 インチの木製の歯を有する。この歯車の直径は同じ軸上のはすばピニオンの直径の約 4 倍であるので、第 2 運動の歯にかかる荷重は第 1 運動の歯にかかる荷重のわずか $\frac{1}{4}$ である。そしてこの荷重は同時に動く三つすべてのピニオンの間で分けられているので、$\frac{1}{12}$ の圧力まで減少して 4 倍の速度で 3 倍の頻度で作用する。これらの機械では、第 1 運動の歯は通常第 2 運動の歯と同じ速さで磨耗することが観察されている。そのような場合、第 1 運動は鉄と鉄の歯の組み合わせで最もうまくいくであろう。

最も経験豊富な水車大工の意見では、ピッチ線の動きが毎秒 3 $\frac{1}{2}$ フィート (= 毎分 210 フィート) を超えるとき、大きい歯車は木製の歯でより良好に動作するが、それ以下の遅い速度に対しては鉄の歯が最も良好となるであろう。

機械装置 (millwork) の歯車とピニオンの比率化について：かみ合って動作する二つの歯車のうち小さい方の歯車がある程度の歯数を持つように、歯車の直径を常に十分に大きくする必要がある。大きな歯車を駆動するために、12 〜 18 枚の歯のピニオンがよく使われ、その動きが遅い場合はそれらはクレーン作業にかなり良好に答える。しかし、そのような小さなピニオンは、機械装置の大きな歯車で、速い速度で運転されるのには全く不向きである。ピニオンの歯が小さな円を描いて動いて、歯車の歯に向かって急速に近づき進んで、急激に当たる。そのため、それらは強い力で接触し、また、同時に一組の歯だけしか接触することができない。二つの歯車の歯数が大きいときは、かみ合う歯の最初の接触はより静かに行われ、そして、歯は互いにより良くかみ合うであろう。

機械装置の速い動きに対して、歯車で駆動されるピニオンを適切に動かすには、ピニオンの歯数は 30 または 40 未満になってはならず、十分な数の歯が同時にかみ合うようにしなければならない。もしそのような大きなピニオンにしようとすると、ひとつの歯車で必要な回転速度が達成できないのであれば、中間の増速歯車とピニオンを使用することを推奨する。そうすれば、より小さい直径の歯車でその回転速度を達成することができ、なおかつ従動歯車 (ピニオン) にも、良好に動作するために十分な数の歯を持たせることががができる。このように導入された中間軸と追加歯車から生じる摩擦は、単一の歯車とピニオンを用いた場合に、ピニオンの歯数が少な過ぎるために不利になるように動作しなければならない時の摩擦よりも、一般に小さいことがわかっている。また、単一の歯車はより大きい直径でなければならないので、小さい中間歯車が使われるときよりも重くなるであろう。

(p.631) はすば歯車は、互いの歯がそれほど急激に出会うことなく、よりゆっくりとかみ合って離れていくので、同じ形状の平歯車よりも良好に動作する。内側にピニオンが入った内歯の歯車は、何よりも最良に動作する。なぜなら、歯車とピニオンの曲率が同じ方向を向いていて、歯同士は互いの接近はより漸進的であり、それらの歯は他のどの種類の歯よりも、より少ない衝撃で出会うからである[*70]。場合によっては、歯車とピニオンの中心をできる限り互いに接近させることが便利な場合があり、内歯を有する歯車はこれを可能にし、なおかつ、一般的な平歯車とピニオンで得られるよりも、ピニオンのサイズをさらに大きくすることができる。平歯車は両方の直径が同じ場合に最良に動作し、また、機械装置では、駆動歯車と従動ピニオンの差が過度に

[*70] ジェームズ・ケネディ (James Kennedy) 氏は、マンチェスターの彼の綿工場を動かす 53 馬力の蒸気機関の増速歯車 (第 6 章 p.518 の注を参照) に、内歯の歯車を使用した。その外歯車は直径 14 フィートであり、ピッチ 3.14 インチ、歯幅 8 インチの歯を 168 枚有している。はずみ車軸の端にある内側のピニオンは直径 4 $\frac{1}{2}$ フィートであり、中心間の距離はわずか 4 $\frac{3}{4}$ フィートである。

大きくなってはならない。

歯車の歯のピッチは、歯が互いに作用する動きの速さを視野に入れながら、前述の例のうちのもっとも類似の状況の１つに従って歯の強度を配分して、強度と耐久性に応じる範囲で常に小さく選ばれるべきである。すべての場合において、駆動歯車をできる限り小さい直径とし、従動ピニオンをできる限り歯数を大きくするのが望ましい。歯車とピニオンの間に大きな不均衡を作るのではなく、必要とする回転速度に達するために必要な場合は、中間の歯車を導入するのが良い。

かみ合って動作する二つの歯車のうち大きいほうの歯車に、他方の歯車の歯数で正確に割り切れる数より一つ多い (または一つ少ない) 歯を与えるのは良い方法である。このため、この歯数の割り算から得られる商は小数になる。たとえば、ピニオンが 38 枚の歯を持ち、歯車の 1 回転でそれを約 4 回転させることが要求されるのであれば、その歯車は (38 ×4 = 152 、 ＋ 1 =）153 枚 (または 151 枚) の歯を持つ必要がある。この余分の (または不足の) 歯がもたらす回転数の相違は、ほとんどの場合さほど重要ではないであろう。しかし、同じ歯の組み合わせが互いに遭遇する機会は少なくなるので、その結果、歯同士がより均等に磨耗するであろう。例えば、歯車のそれぞれの歯はピニオンの同じ歯に会う間に、大歯車が 38 回転、ピニオンが 153 回転する。そしてこの間に、ピニオンの各歯は大歯車の各歯と順番にかみ合い、これにより、もし歯の間に違いがあれば、それらは均一なサイズに磨耗する傾向を持つであろう。または最初の歯のサイズが正しい場合は、それらが磨耗する際に、同じ状態を続けることになるであろう。水車大工たちの間で "hunting toothy" と呼ばれているその余分の歯は、以前はすべての水車に導入されたが、それは現代の機械装置では使われなくなった。今日では、歯車はそのような対策をとる必要がない程度に、正確に製作されている。しかし、この方法に不都合な問題は無いので、以前ほど必要ではないが、実践されるべきである。

(p.632) **歯のピッチと歯幅の間の比率：**実際の歯幅は条件により、ピッチの $1\frac{1}{2}$ 倍から $3\frac{3}{4}$ 倍まで変化する。歯の強度はピッチに大きく依存し、幅への依存度は大きくないが、摩耗は主に歯幅に依存する。歯が過度の切削や磨耗を伴うことなく、それが負うべき摩擦に耐えることができるように、歯幅を大きくすることが必要であるが、摩耗の速さは動作の速さに大いに依存する。歯の幅 (インチ) にピッチ (インチ) の $\frac{1}{2}$ を掛けると、その積は、一方の歯車から他方の歯車へ運動を伝達するために接触している表面積 (平方インチ) であると仮定してよいであろう。これは、同時に 1 対の歯だけが絶対的に接触していると仮定している。迅速な動きで動作する蒸気機関の増速歯車の多くの事例の検討から、その歯により伝達される力は、その仮定された表面積 1 平方インチあたり 550 ポンドの比率であるように見える。この比率で歯は適切に動作し、長持ちすることが見出されている。それらは普通、共に鉄の歯で作られている。木の歯と鉄の歯は同じ比率の圧力に耐えるであろうし、またより快適に動作するであろうが、木製の歯は磨耗するので、時折更新する必要がある。

歯のピッチと長さの比率：最高の水車大工の実績に従うと、歯の長さ、つまり歯車のリムからの歯の突き出し量はピッチの $\frac{5}{8}$ である。これまでに作られた最も長い歯はピッチの $\frac{3}{4}$ であるが、その長さは、ジャーク (jerk) により歯を破損し易くする。ピッチ円を超えた歯先端の突き出し量はピッチの $\frac{1}{4}$ とすべきであり、そのとき、二つの歯車の歯の間の接触面はピッチの $\frac{1}{2}$ になり、クリアランスとして、歯の底にピッチの $\frac{1}{8}$ の隙間が残されている。歯車の歯がこの比率で作られると、歯の先端で取られた歯車の外径は、幾何学的直径つまりピッチ円直径よりも $\frac{1}{2}$ ピッチだけ大きくなる。また、内径つまり歯が突き出しているリムの直径は、幾何学的直径より $\frac{3}{4}$ ピッチ小さくなる。

歯車の歯の形：いく人かの才能ある数学者が歯車の歯の問題を調べ、不規則な衝撃的な作用を伴わずに歯に一様な運動を伝達する種々の歯形を推奨した。これらの歯形はどれも実用されておらず、その歯の先端で丸い点に持っていかれなければならないため、それらは多かれ少なかれ不具合である。この形状を実現するには、歯のピッチに比例して歯を通常より長くしなければならない。ピッチ円の内側の歯面も歯車の中心に向かって

狭くされる必要があり、そのため、歯は歯車のリムに繋がる部分でピッチ円上よりも細くなる。これらの原理に基づいて形成された歯は、より長くなって根の部分で細くなるために一般の歯よりも折れやすくなる。または、十分な強度を与えるために通常よりも大きく粗いピッチで歯を作った場合には、それはいかにうまく作ったとしても、細かいピッチで作ることのできる短く根元で強い普通の歯のようには、規則的には動作しないであろう。しかし、歯の先端はかなりの厚さが必要なので、尖ることはできず、その先端には丸みを付けて形作られる。力を伝達する作用面となる各歯の湾曲した歯面は、隣接する歯の中心から描かれた円弧の一部となる。その曲率は、他方の歯車の歯の間のスペースに適切に入ることができるように、歯の端が十分に丸みを帯びているなければならず、なおかつ、そのために必要な量以上の曲率を与えてはならない。

(p.633) 数学者の著述家により推奨されたいくつかの歯形案を適用する際の別の困難は、かみ合って動作する二つの歯車の相対的な大きさに応じて、その歯形が作られなければならないということである。大きい歯車でも小さい歯車でも、歯車は同じ鋳型から鋳造する必要があるため、実際にはこれは実現できない。そして多くの場合、大きさの異なる他の二つの歯車に同じ歯車を作用させることが必要となる。

ワット氏とレニー氏がアルビオン・ミルズで建造した時以前に使用されていたものに比べて、現代の歯車装置で行われてきた大きな改良は、歯が伝達するべき力と動きの速度に応じて歯のピッチと幅を思慮深く調整し、正確に製作することによって達成された。その歯は短くなり、リムに繋がる広い根元部で互いにわずかの深さでかみ合うので、それらは細かいピッチを持つ一方で大きな強度を持ち、また、その歯幅はかなり大きいので、圧力に耐える十分な接触面を確保できる。これらの条件は実現できているので、最も重要な点は、すべての歯を正確に同じ形にして、共通の中心から等距離に、互いに等間隔になるよう正確に製作することである。かみ合って動く二つの歯車の歯を、正確に同じピッチとすることもまた不可欠である。

歯がリムと一体で鋳造されている鉄の歯車において、同時に接触している 2 ないし 3 組の歯の間で圧力ができる限り均等に分けられるためには、歯の数学的な正確さと、両歯車のピッチが一致することとが最も重要である。なぜなら、2 組の歯のピッチの間に微小な差があるならば、1 対の歯だけが同時に接触できることになって、その表面ですべての圧力を支えなければならず、そのため、その歯面は非常に急速に摩耗して破断する。歯車の一方が木製の歯をもつ場合、その磨耗はより均一になる。なぜなら、主な荷重を受け取った組の木製の歯は、その荷重の下で押されてわずかにたわんで隣の組の歯が接触することになり、その荷重を両組の歯の間で完全に共有することになるからである。しかし、硬い金属の歯はまったくたわむことができない。ピッチが正確に合っている鉄の歯であれば非常に長い時間持続できるであろうが、もし、歯のピッチに正確さが少しでも欠けているとすれば、それらは非常に急速に磨耗するであろう。

歯車のピッチ円の真の幾何学的直径を求める方法：円の円周はその直径の 3.14159 倍であるので、歯車の幾何学的直径 (インチ) にその数を掛けると、それは円周 (インチ) を与えるであろう。そして、その円周を歯車の歯数で割ると、その商は近似的に歯のピッチとなるであろう[*71]。

p.615 で与えられた規則はこの原則に基づいていて、一般的な用途には十分な近似値となっている。しかし、それは、ピッチつまり、ある歯の中心から次の歯の中心までの距離が、ピッチ円の湾曲した円周上で測定されると仮定しているので、数学的には正しくない。ピッチは、一つの歯から次の歯へと引かれる直線で測定されるべきである。厳密には歯車のピッチ線は円ではなく、歯車の歯と同じ数の多くの辺を持つ正多角形である。かみ合って動作する任意の二つの歯車では、想定される多角形の辺は両方の歯車で正確に同じでなければならない。しかし、二つの多角形の辺数が異なるのであれば、そのときそれらの外接円の直径は、それぞれの

[*71] (訳注) 現代ではピッチ円周上の曲線に沿う隣接歯面間の距離をピッチとしているが、本書の当時はその直線距離をピッチとしていたようである。

辺の数に正確には比例しないであろう。

(p.634) 異なるサイズの二つの歯車で歯のピッチが正確に同じになるように、それらのピッチ円の直径が、互いに正しく比率化されていなければならないが、それは、歯数の間の比と全く同じ比率ではないであろう。歯のピッチは、二つの隣接する歯の間の間隔により歯車の中心に形成される角で切り取られる円弧の弦である。任意の角度の弦はその角度の半分の正弦の 2 倍である。そして、歯がなす角度の半分 (度) を求めることにより、以下のようにして、正弦表を用いて計算することができる。

他の歯車またはピニオンとかみ合って動作する、歯車またはピニオンのピッチ円の真の幾何学的直径を求めること。歯車とピニオンの歯数、およびいずれか一方の (歯車またはピニオンの) ピッチ円直径が与えられ、他方のピッチ円の真の直径を求める。

規則：歯車およびピニオンの歯数で 180 度を割ると、それぞれの商は、各歯車の隣接する二つの歯のなす中心角の半分である。それらの値の正弦を正弦表から求めよ。

一方の歯車の与えられたピッチ円の直径 (インチ) に、その歯に対応する半角に対して上で求めた正弦の値を掛け、その積 (インチ単位の真のピッチ) を、ピッチ円直径を求めるべき他方の歯車の歯に対応する半角の正弦の値で割る。その商は求める直径 (インチ) である。

例：30 馬力機関の増速歯車はピッチ円直径 6 $\frac{1}{8}$ フィートであり、歯数 77 である。ピニオンが 38 枚の歯を持つならば、そのピッチ円の真の直径はいくらになるか。180 度 $\div$歯数 77 $=$ 2.337 度、つまり 2 度 20.26 分となり、これが 2 本の歯のなす角度の半分 (歯に対応する半角) である。その角度の正弦は (半径の) 0.04079 である。一方、180 $\div$38 $=$ 4.737 度、つまり 4 度 44.21 分となり、この角度の正弦は (半径の) 0.08258 である。そのとき、歯車の直径 73.5 インチ $\times$0.04079 $=$ 真のピッチ 2.988 インチであり、$\div$0.08258 $=$ 36.304 インチとなり、これが、歯数 38 の小歯車の求めるべきピッチ円直径である。

注意：これら二つの歯車の大きさが、それぞれの歯数に比例しているのであれば、小さい歯車の直径は (直径 73.5 インチ $\times$歯数 38 $=$ 2793、$\div$歯数 77 $=$) 36.273 インチとなり、この場合、この近似法は真の値に非常に近くなる。

計算式 (訳注)：ピッチ円直径 d で歯数 z の歯車のピッチは

$$(\text{ピッチ}) = 2 \times \frac{d}{2} \times \sin \frac{360/z}{2} = d\ \sin \frac{180}{z}$$

となるので、一組の歯車 1 および 2 のピッチが等しくなるためには、次式が成立せねばならない。

$$d_1 \sin \frac{180}{z_1} = d_2 \sin \frac{180}{z_2}$$

これより、求めるべき歯車のピッチ円直径 d_2 は、次式となる。

$$d_2 = d_1 \times \frac{\sin(180/z_1)}{\sin(180/z_2)}$$

(訳注終わり)

次の表はドンキン (Donkin) 氏により計算され、1803 年に出版されたもので、300 未満の任意の歯数の歯車のピッチ円の正確な直径を表示するものである。直径は、ある歯と隣接する次の歯との中心間の直線距離で測定されるピッチを用いて表されている。

最初の列は歯車の歯数を表し、第 2 列は、歯のピッチを 1 インチと仮定したときのピッチ円直径 (インチ) を表す。したがって、第 2 列の数値に意図しているピッチを掛けることにより、任意の場合についてピッチ円の適切な直径 (インチ) が得られるであろう。

ピッチ円直径表 (ピッチ 1 インチ基準) の使用例：

77 枚の歯を持つ歯車のピッチ円直径が 73.5 インチであるとき、それとかみ合って動作する歯数 38 の歯車のピッチ円の直径は、いくらでなければならないか。表では、ピッチが 1 インチの場合、歯数 77 は直径 24.52 インチに対応し、直径 73.5 インチ $\div$24.52 $=$ 真のピッチ 2.998 インチとなる。また、表の歯数 38 は、ピッチ 1 インチであれば直径 12.11 インチに対応し、12.11 $\times$2.998 $=$ 36.304 インチとなり、これが歯数 38 の歯車のピッチ円の求めるべき直径である。

表 3　ピッチ 1 インチの歯車の歯数に応じた幾何学的直径 (インチ)

歯数	直径	歯数	直径	歯数	直径	歯数	直径	歯数	直径	歯数	直径
		51	16.24	101	32.15	151	48.07	201	63.98	251	79.90
		52	16.56	102	32.47	152	48.39	202	64.30	252	80.22
3	1.155	53	16.88	103	32.79	153	48.70	203	64.62	253	80.53
4	1.414	54	17.20	104	33.11	154	49.02	204	64.94	254	80.85
5	1.701	55	17.52	105	33.43	155	49.34	205	65.26	255	81.17
6	2.000	56	17.83	106	33.75	156	49.66	206	65.57	256	81.49
7	2.305	57	18.15	107	34.06	157	49.98	207	65.89	257	81.81
8	2.613	58	18.47	108	34.38	158	50.30	208	66.21	258	82.13
9	2.924	59	18.79	109	34.70	159	50.61	209	66.53	259	82.44
10	3.236	60	19.11	110	35.02	160	50.93	210	66.85	260	82.76
11	3.549	61	19.43	111	35.34	161	51.25	211	67.17	261	83.08
12	3.864	62	19.74	112	35.66	162	51.57	212	67.48	262	83.40
13	4.179	63	20.06	113	35.97	163	51.89	213	67.80	263	83.72
14	4.494	64	20.38	114	36.29	164	52.21	214	68.12	264	84.04
15	4.810	65	20.70	115	36.61	165	52.52	215	68.44	265	84.35
16	5.126	66	21.02	116	36.93	166	52.84	216	68.76	266	84.67
17	5.442	67	21.33	117	37.25	167	53.16	217	69.08	267	84.99
18	5.759	68	21.65	118	37.57	168	53.48	218	69.39	268	85.31
19	6.076	69	21.97	119	37.88	169	53.80	219	69.71	269	85.63
20	6.392	70	22.29	120	38.20	170	54.12	220	70.03	270	85.95
21	6.710	71	22.61	121	38.52	171	54.43	221	70.35	271	86.26
22	7.027	72	22.93	122	38.84	172	54.75	222	70.67	272	86.58
23	7.344	73	23.24	123	39.16	173	55.07	223	70.99	273	86.90
24	7.661	74	23.56	124	39.47	174	55.39	224	71.30	274	87.22
25	7.979	75	23.88	125	39.79	175	55.71	225	71.62	275	87.54
26	8.296	76	24.20	126	40.11	176	56.03	226	71.94	276	87.86
27	8.614	77	24.52	127	40.43	177	56.34	227	72.26	277	88.17
28	8.931	78	24.83	128	40.75	178	56.66	228	72.58	278	88.49
29	9.249	79	25.15	129	41.07	179	56.98	229	72.90	279	88.81
30	9.567	80	25.47	130	41.38	180	57.30	230	73.21	280	89.13
31	9.885	81	25.79	131	41.70	181	57.62	231	73.53	281	89.45
32	10.20	82	26.11	132	42.02	182	57.94	232	73.85	282	89.77
33	10.52	83	26.43	133	42.34	183	58.25	233	74.17	283	90.08
34	10.84	84	26.74	134	42.66	184	58.57	234	74.49	284	90.40
35	11.16	85	27.06	135	42.98	185	58.89	235	74.81	285	90.72
36	11.47	86	27.38	136	43.29	186	59.21	236	75.12	286	91.04
37	11.79	87	27.70	137	43.61	187	59.53	237	75.44	287	91.36
38	12.11	88	28.02	138	43.93	188	59.85	238	75.76	288	91.68
39	12.43	89	28.34	139	44.25	189	60.16	239	76.08	289	91.99
40	12.75	90	28.65	140	44.57	190	60.48	240	76.40	290	92.31
41	13.06	91	28.97	141	44.89	191	60.80	241	76.71	291	92.63
42	13.38	92	29.29	142	45.20	192	61.12	242	77.03	292	92.95
43	13.70	93	29.61	143	45.52	193	61.44	243	77.35	293	93.27
44	14.02	94	29.93	144	45.84	194	61.75	244	77.67	294	93.58
45	14.34	95	30.24	145	46.16	195	62.07	245	77.99	295	93.90
46	14.65	96	30.56	146	46.48	196	62.39	246	78.31	296	94.22
47	14.97	97	30.88	147	46.80	197	62.71	247	78.62	297	94.54
48	15.29	98	31.20	148	47.11	198	63.03	248	78.94	298	94.86
49	15.61	99	31.52	149	47.43	199	63.35	249	79.26	299	95.18
50	15.93	100	31.84	150	47.75	200	63.66	250	79.58	300	95.49

歯数 77 と歯数 38 の二つの歯車がかみ合って動作するよう要請されていると仮定する。それらの中心間の距離は 54.9 インチに固定されている。表によると、ピッチが 1 インチであるならば、歯数 77 の歯車は直径 24.52 インチであり、歯数 38 の歯車は直径 12.11 インチとなるであろう。これら二つの数の合計は 36.63 であり、その合計の半分は 18.315 であり、ピッチが 1 インチであったとすれば、これが中心間距離である。54.9 / 18.315 = 2.998 インチが真のピッチである。また、直径 24.52 インチ ×ピッチ 2.998 インチ = 73.5 インチとなり、これが大歯車の実際の直径である。または、直径 12.11 インチ ×ピッチ 2.998 インチ = 36.304 インチとなり、これが小歯車の実際の直径である。

(p.636) ランカシャー、プレストン (Preston) のジョセフ・ブリューワー (Joseph Brewer) 氏は、1816 年に歯により互いに回転される歯車の直径を計算する方法についての小冊子を出版した。彼の計算方法は、上記の原理に基づいて正弦表を用いるものであり、彼は上記と同様の表を与えている。ブリューワー氏はドンキン氏の表について言及していないので、彼はそれを知らずに、彼自身の表を独自に作成したと考えることができる。ここに与えた表は、ドンキン氏とブリューワー氏の表を比較して導いたものであり、両者で異なる所は、正しい数値を新たに計算して求めた。ドンキン氏の表は非常に正確であるが、ブリューワー氏のものには多くの誤りがあるようである。

12　蒸気機関のはずみ車のための比率

これらの比率を導くのに必要な原理は、本書の最初の力学的定義の中で、「慣性」、「力」、「力学的パワー」、「運動する物体のエネルギー」および「勢い」の見出しのもとで説明されている (序章 pp.15 - 20 を参照)。自身の重力により自由に落下する物体で生じる運動の法則 (序章 p.23 を参照) は、すべての事例を説明し証明するための基準である。これらの原理を多くの物体への運動の伝達の最も簡単な場合へ応用することは、p.31 (序章) で一般的に説明されており、p.33 から p.37 の中で、円運動する物体の場合についてより具体的に説明されている。読者はこれらすべての点について十分な知識を有しているであろうから、これらの原理を繰り返す必要はないであろう。はずみ車の主題へのいくつかの応用例も、p.414 および pp.491-519 (第 6 章) で示されているので同様である。

蒸気機関のピストンがクランクとはずみ車を回転させるために及ぼす力は、ピストンがそのコースの中央付近に来る時に最も大きくなるが、それは徐々に減少してそのコースの終わりではゼロになる。そして、ゼロからその力は再び増加して、行程の中央付近でその最大値となる。このようにして、各半行程の間にはずみ車へのピストンの衝撃は完全に停止し、そして再び更新増加し、これが 1 行程の間で 2 回行われる。はずみ車の役割は、各半行程の間でクランクに対して断続的に及ぼされる力の合間を埋めることであり、できる限り速度の均一性を保って、全ての作用を回転機械への継続的な作用に変えることである (第 6 章 p.415 を参照)。

この効果を生み出すために、はずみ車は、ピストンによりなされる力が機械装置の抵抗を超えるときはいつでも、そのすべての余剰の力を受け取って蓄積しなければならないそしてそのパワーが抵抗を下回ったときはいつでも、そのその余剰分を規則的に機械装置に伝達することにより、機械装置への作用は、途切れることなく継続的に続けられる。クランクに対するピストンの断続的な動きにもかかわらずである。はずみ車は、それ自身のエネルギーつまり運動の固有の力を、継続的に追加または抽出されなければならならない。ピストンが行程の中央部にあるときには、はずみ車に伝達されるすべての追加エネルギーにより、また、ピストンが行程の両端にあるときには、運動を続けるためにはずみ車から引き出されるすべての勢い (impetus) により、はずみ車の速度がそれほど顕著な変化を起こさないためには、はずみ車のエネルギー量は非常に大きくなければならない。

はずみ車は、いかなる場合でも機械装置に完全に均一な運動を伝達できるのではなく、近似的に均一にできるだけである (第 6 章 p.415 を参照) ことを思い出さねばならない。なぜなら、はずみ車は、その速度を増加することによってのみ、その追加のエネルギーを受け取ることができるからであり、また、速度を減少することによってのみ、何らかの勢いを及ぼす、または付与されたエネルギーの一部を活性化させることができるからである (序章 p.17 を参照)。

(p.637) はずみ車に蓄積されて内在しているエネルギーつまり固有の力 (inherent force) は、実際にはすべて、それを静止状態からそれが現在の速度で運動する状態へ加速するために、それへ伝達された力学的パワーである。その量は、動いている物体の質量にその速度に基づく高さをかけることにより決定できる。そのように得られた積は、その運動を生み出すために物体に伝えられたはずの力学的パワーである (序章 p.31 および第 6 章 p.414 を参照)。または、そのエネルギーは、運動する質量にその速度の 2 乗を掛けて得られる積で表すこともできる (序章 p.17 を参照)。

蒸気機関のはずみ車に蓄えられるべきエネルギーは、半行程の間にピストンによりなされるパワーに対して比率化されるべきである。なぜなら、はずみ車の作用は、ピストンがクランクに繰り返し衝撃を及ぼすごとに反復されるからである。そのため、はずみ車は、ピストンによりそのコースの中程でなされる余剰の力を受け

取り、ピストンがそのコースの終端近く達してほとんど推進作用を及ぼさない時に、その力を機械装置へ伝達しなければならない。

はずみ車の役割は、クランクへの作用が有効なある期間から次の有効な期間までの間、機械装置の運転を続けることである。はずみ車がこの効果を生み出すためにその中に必要とするエネルギーは、引き続く衝撃間の時間間隔の長さと、その間にはずみ車に受け取られて伝達された力の量とに依存するにちがいない。

例えば、4 馬力を発揮する機関が毎分 20 行程しか行わず、8 馬力を発揮するもう一つの機関が毎分 40 行程行うと仮定する。この場合、一方の機関が他方の機関の 2 倍のパワーを発揮するにもかかわらず、両方のはずみ車には同じエネルギーが必要である。なぜなら、小さい機関ではクランクの連続した衝撃間の時間間隔は大型機関の 2 倍の長さとなるからであり、小型機関のはずみ車による効果は大きい方の半分の力しかないにもかかわらず、それは 2 倍の時間間隔を通して発揮されねばならないからである。

二つの機関のはずみ車が同じ直径であると仮定すると、8 馬力機関のはずみ車のリムは 4 馬力機関のそれの 2 倍の速度で動くであろう。そのとき、両方のはずみ車に同じエネルギーを与えて、両方の機関を等しく規則的に動かすためには、4 馬力機関のリムの重さは 8 馬力機関のそれの (2 ×2 =) 4 倍でなければならない。

または、4 馬力機関は太陽遊星歯車で動作し、8 馬力機関のはずみ車はクランク軸上に固定されていると仮定すると、両方のはずみ車が同じ直径であれば、それらは同じ速度で動くことになるので、同じ重さとなるべきであろう。

もし逆の場合、つまり、8 馬力機関が太陽遊星歯車で動作し、そのはずみ車が毎分 80 回転する一方で、4 馬力機関のはずみ車はクランク軸上にあって、毎分 20 回転しかしないと仮定すると、そのとき、はずみ車は同じ直径であるので、8 馬力機関のはずみ車のリムは 4 馬力機関のそれの 4 倍の速度で動くであろう。その場合、4 馬力機関のはずみ車のリムの重量は、8 馬力機関のそれの (4 ×4 =) 16 倍となる必要がある。

これらの例は、機械装置を回すための蒸気機関において、運動の速さが大きな利点であることを示している。4 馬力機関が 8 馬力機関と毎分同じ行程数 (毎分 30 行程とする) を行うのであれば、そのとき、4 馬力機関のはずみ車に必要なエネルギーは、8 馬力機関のはずみ車に必要なエネルギーの半分の大きさにしかならない。そして、両方のリムが同じ速度で動くのであれば、4 馬力機関のはずみ車のリムは、他方のリムが持つべき重量の半分の重量が必要となるであろう。

半行程の間に機関によりなされるパワーと、はずみ車のエネルギーとしてその中に内在するべきパワーとの間の比率は、機械装置をほぼ同じように動かすためには、あらゆるサイズの機関で同一であるべきである。製造所の目的のために十分に規則的な運動を作り出すのに、十分なエネルギーを持つはずみ車の寸法は、おそらくそれ以前には理論がなく、試行を繰り返すことにより決定された。

(p.638) 2 馬力から 100 馬力までのあらゆるサイズの機関についての一連の観察によると、はずみ車のリムのエネルギーは、通常、半行程の間になされるパワーの 3 から $3\frac{3}{4}$ 倍の間である。これより、機関が、はずみ車のリムに動きを与える以外に、その動きに対する抵抗を持たないのであれば、ピストンの半行程の 3 から $3\frac{3}{4}$ 倍の間で、はずみ車はそのリムを静止状態からその最大速度での運動状態まで、加速することができるであろう。はずみ車のアーム、クランクおよび (機械装置に繋がる) 主歯車のエネルギーは、この推算では考慮されておらず、はずみ車のリムだけが考慮されている。そのリムの重さが、ある意味では残りの部分に比べて支配的であるからである。

標準的な例としてこれまで引用された、ボールトンとワットの両氏の特許機関の種々の見本 (第 6 章 p.439 から 520) は、はずみ車のリムのエネルギー (静止状態その運動を生み出すのにそれに伝えられなければならないパワー) と、半行程でピストンによりなされるパワーとの間の比率にかなりのばらつきがあることを示している。最小の比率は 2.6 倍、最大の比率は 4.16 倍であり、これらすべての例の平均は $3\frac{1}{8}$ 倍である。

より現代に近い多くの機関のはずみ車について、同様の計算をすると、$3\frac{1}{4}$ 倍の比率が非常に良いようであり、優秀な技術者が行った実績はほぼその比率に対応している。

はずみ車のリムのエネルギーと、各半行程において機関によりなされるパワーの間の比率を計算する方法

表 4　ワット機関のはずみ車のエネルギー比率

引用ページ	馬力 (HP)	エネルギー比率
491	10	3.13
494	10	3.40
498	20	4.16
500	20	2.60
502	30	2.67
504	40	3.14
513	50	2.77
519	50	3.06

は、既に p.414 (第 6 章) や上記のさまざまな例において与えられているが、以下の規則はそのような計算を容易にするであろう。

各半行程でピストンによりなされる力学的パワーは、シリンダの容積により表されると仮定することができる。これは、シリンダの直径 (インチ) の 2 乗にピストンの行程長 (フィート) を掛けた円筒インチフィートで求めることができる。

もし、機関による蒸気消費量が 1 馬力あたり毎分 33 立方フィート (= 6050 円筒インチフィート) の割合であるとすると、そのとき、ピストンの有効な力は ピストン 1 平方インチあたり 6.944 ポンド、つまり、単位円インチあたり 5.454 ポンドの割合となるであろう (p.575 を参照)。円筒インチフィートで表したシリンダの容積に 5.454 ポンドを掛けると、その積はピストンが半行程の間で及ぼすパワーを、1 フィート移動する間に作用する力 (ポンド) で表したものになるであろう。

はずみ車のリムの材料の容積は、リムの平均直径 (フィート) にその横断面の面積 (平方インチ) を掛けた積により表されると仮定できるであろう。この積は、リムに含まれている 1 インチ角で長さ 3.1416 フィートの鋳鉄の棒の本数である。そのような棒はそれぞれ 9.817 ポンドの重さ*72があり、したがって、その積に定数 9.82 を掛ければリムの重さ (ポンド) を得ることができる。

はずみ車のリムが動く速度は、リムの中央の直径に毎分の回転数を掛けた積により表されると仮定できるであろう。その積は 1 分間に通過する長さ 3.1416 フィートの円弧の数であり、そして (序章 p.33 で指示されたように) 定数 153.2 で割ると、その商の 2 乗は、リムが動いている速度を取得するために物体が落下しなければならない高さ (フィート) である*73。この高さにリムの重さ (ポンド) を掛けた積はそのエネルギーであり、静止状態からその運動を作り出すために、1 フィートの距離にわたって加えなければならない力 (ポンド) を表している。最後に、そのエネルギーつまりパワーを各半行程の間にピストンによりなされるパワーで割ると、その商はそれらの間の比率を表す。

上で述べられた三つの定数は、以下のように一つに減らすことができる。各半行程の間に 1 フィート当たりピストンによって加えられる力 (ポンド) を得るために、乗数 5.454 を使用する必要がある。この力は除数として使われる。そして、鋳鉄の質量 (ポンド; 被除数) を求めるには、乗数 9.817 が必要である。乗数 9.817 の代わりに定数乗数 (9.817 $\div$5.454 =) 1.8 を代入すると、前の 5.464 による乗算は省略することができ、同じ結果が得られる。また、もう一つの定数 153.2 を (1.8 の平方根 =) 1.342 で割ることにより、153.2 の代わりに使用する定数除数として 114.16 を得て、これが、次の規則から、三つの定数すべての目的に使用可能である*74。

(p.639) **静止状態からその運動を作り出すために、はずみ車のリムに伝えるべきパワーと、各半行程の間に機関のピストンによりなされるパワーとの、比率を求めること。**

*72 (訳注) 鋳鉄の比重量 450 $\mathrm{lb/ft^3} = 0.6204\ \mathrm{lb/in^3}$ を用いて、$0.6204\ \mathrm{lb/in^3} \times 1^2 \times 3.1416 \times 12 = 9.8169$ lb

*73 (訳注) 速度エネルギーから位置エネルギーへの換算。

*74 (訳注) ここでの定数の変更は、計算尺の使用を簡便にするためのものであるが、以下の例での途中の計算結果は数値が異なっている。

規則：

(1) シリンダの直径 (インチ) の 2 乗にピストンの行程長 (フィート) を掛けると、この積は、ピストンの各半行程の間になされるパワーを表すと考えることができ、それを除数として保存する。

(2) リムの平均直径 (フィート) にその断面積 (平方インチ) を掛けると、その積はリムの鋳鉄の容積を表す。リムの平均直径に毎分の回転数を掛けると、その積はリムが移動する速度を表し、その積を定数 114.16 で割り、その商を 2 乗すると、この値は、リムが動く速度に基づく高さを表す。これに 2 番目の積 (鋳鉄の容積) を掛けると、得られる積はリムに伝えられるパワーを表し、これは被除数として使用されることになる。

(3) このパワーを、最初に保存した除数 (ピストンのパワー) で割る。その商は、はずみ車のエネルギーを構成するパワーが、各半行程でピストンが発揮するパワーの何倍かを示す倍数となる。

例：p.493 (第 6 章) の 10 馬力機関：シリンダ直径 17 $\frac{1}{2}$ インチ、行程長 4 フィート、はずみ車リムの平均直径 11.5 フィート、リム断面積 15 平方インチ、はずみ車回転数 48.5 回転/分。

シリンダ直径 17 $\frac{1}{2}$ インチの 2 乗 = 面積 306.25 円インチ、×行程長 4 フィート = 1225 となり、これが各半行程でピストンによりなされるパワーである (注：これに 5.454 ポンドを掛けると 6681 ポンドとなり、6681 ポンドが 1 フィートの長さにわたって作用するパワーとなる)。はずみ車の平均直径 11.5 フィート ×リムの断面積 15 平方インチ = 172.5 となり、これがリム内の鋳鉄の質量を表す (注：これに 9.817 ポンドを掛けると 1693.4 ポンドとなり、それがリムの重量を与える)。

平均直径 11.5 フィート ×毎分回転数 48.5 = 速度 557.75 フィート/分、÷定数除数 114.16 = 4.885、その 2 乗 23.86 はその速度に基づく高さを表す。×鋳鉄の質量 172.5 = 4116 となり、これがリムのエネルギーを表す。最後に、リムのエネルギー 4116 ÷ピストンのパワー 1225 = 比率 3.358 となる。これが、はずみ車のエネルギーと、各半行程でピストンがなすパワーとの比である[*75]。

計算式 (訳注)：当初の定数のまま、計算式を示す。

ピストン半行程の仕事量は次式である。

$$\begin{aligned}(\text{半行程仕事 [lb ft]}) &= \frac{\pi}{4} \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]}) \times 6.944 \text{ lb/in}^2 \\ &= 5.4539 \times (\text{シリンダ直径 [in]})^2 \times (\text{行程長 [ft]})\end{aligned}$$

リムの重量は、鋳鉄の比重量 450 lb/ft^3 (= 7208 kg/m^3) を用いて、

$$\begin{aligned}(\text{リム重量 [lb]}) &= \frac{(\text{リム断面積 [in}^2])}{12^2} \times \pi \times (\text{リム直径 [ft]}) \times 450 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 9.8175 \times (\text{リム断面積 [in}^2]) \times (\text{リム直径 [ft]})\end{aligned}$$

単位重量のはずみ車の速度エネルギーは、

$$(\text{速度エネルギー [lb ft/lb]}) = \frac{\{\pi \times (\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})/60\}^2}{2 \times (\text{重力加速度}; 32.176 \text{ ft/s})} = \left\{\frac{(\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}{153.2}\right\}^2$$

となる (訳注終わり)。

はずみ車のリムが持つべきエネルギーと、機関が各半行程でなすパワーとの比率は、状況に応じて変化するかもしれない。考えるべき主な状況は、機関が適用される機械の種類である。もし、機械装置の中に粉砕機の石臼などの高速で動く重い質量が含まれていれば、それらの質量のエネルギーははずみ車のエネルギーの補助として作用し、したがって、それは 何の不都合もなく、少なくとも 2 $\frac{3}{4}$ 倍の比率となることができるであろう (第 6 章 p.513 を参照)。機械が、自身の動きを調整するためにそれ自体に大きなエネルギーを持つことなく、一様で一定の抵抗を受けるときは、はずみ車が完全な規則性を作り出さなければならず、紡績機などの大

[*75] p.494 (第 6 章) の注での説明では 3.4 倍となっている。これは、機関が正確に 10 馬力を発揮すると仮定して計算されたためである (第 6 章 p.489 を参照)。そのとき、各半行程でなされるパワーは、わずか 6600 ポンドを高さ 1 フィートへ上げる量である (第 6 章 p.491 を参照)。しかし上記の規則は、それを 6681 ポンドにしている。また、 6600 ポンド ×3.4 倍 = 22440、÷6681 ポンド = 3.358 倍となる。

規模製造用として十分に均一な運動を作り出すためには、$3\frac{1}{4}$ 倍または $3\frac{1}{2}$ 倍の比率より小さくしてはならない[*76]。

蒸気圧延機にとっては、非常に大きなエネルギーを持つことが有利であり、通常、追加のはずみ車が用いられる。全体のエネルギーは、半行程でなされるパワーの 30 倍から 50 倍近くになる (第 6 章 p.506 を参照)。しかし、それらは、はずみ車が単に運動を調整する目的のためではなく、非常に大きく急激な抵抗を克服できるように機関のパワーを蓄える目的で導入された、極端な場合である。そのため、圧延機が水車により駆動されるときは、水車で均一なパワーが発揮されるにもかかわらず、圧延機には非常に強力なはずみ車が使用され、それ以外の目的のために調整器やはずみ車が必要とされるわけではない。

(p.640) 各半行程でピストンが発揮するパワーの何倍のエネルギーが、はずみ車にためられるべきかが決まったとき、その数に 860 000 [*77] を掛けると、その積は、以下の規則で使われる定数乗数となる (訳注；この項、下記の計算式を参照)。たとえば、はずみ車のエネルギーが 3.2 倍に固定されているとする。これは、ボールトンワット商会の機関の一種の標準であるようである。そのとき、$3.2\times 860000 = 2752000$ 、または簡便な乗数として 2760000 とする。

蒸気機関車のはずみ車のリムに必要な鋳鉄の量を求めること。機関が発揮するパワー (馬力)、ピストンが毎分行う行程数、リムの中心までで測られた意図したはずみ車の直径、および、はずみ車が毎分行う回転数が、与えられているものとする[*78]。

規則：はずみ車のリムの平均直径 (フィート) に毎分の回転数を掛けて、その積を 2 乗して、除数とする。機関が発揮する馬力の値をピストンが毎分おこなう行程数で割り、その商に定数 2 760 000 を掛け、その積を上記で求めた除数で割る。その商は、はずみ車のリムを形成するのに必要とされる鋳鉄の量 (立方フィート) である。

例：ある 30 馬力機関 (表 1 を参照) は、毎分 19 行程を行い、そのはずみ車はリム中央までの直径 $17\frac{1}{3}$ フィートで、歯数 77 の増速歯車と歯数 38 歯のピニオンにより、毎分 $38\frac{1}{2}$ 回転するように回転される。そのとき、直径 17.33 フィート ×毎分回転数 38.5 = 667.3 となり、その 2 乗 = 445289 を除数として保存する。また、30 HP ÷19 行程 = 1. 58 、×定数乗数 2760000 = 4360000 となり、その値を除数 445289 で割ると 9.79 立方フィートとなり、これがはずみ車のリムの鋳鉄の量である。実際のリムは、断面積 $8\frac{1}{4}$ インチ $\times 3\frac{1}{8}$ インチ = 25.78 平方インチであり、$(25.78/12^2\times\pi\times 17.33 =)$ 9.74 立方フィートの体積である。

計算式 (訳注)：はずみ車のリムの速度エネルギーは、ピストンが半行程で行う仕事量の E_f 倍となるようにするものとする。

$$\frac{(\text{はずみ車の速度エネルギー})}{(\text{半行程仕事})} = E_f$$

前記の結果より、

$$(\text{はずみ車の速度エネルギー [lb ft]}) = (\text{リム重量 [lb]}) \times \left\{ \frac{(\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}{153.21} \right\}^2$$

であり、また、一般に

$$2 \times (\text{半行程仕事 [lb ft]}) \times (\text{行程数 [min}^{-1}\text{]}) = 33000 \text{ lb ft/(min HP)} \times (\text{機関の馬力 [HP]})$$

であることより、

$$\frac{(\text{リム重量 [lb]}) \times \left\{ \frac{(\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})}{153.21} \right\}^2}{\frac{33000 \times (\text{機関の馬力 [HP]})}{2 \times (\text{行程数 [min}^{-1}\text{]})}} = E_f$$

[*76] ヒック (Hick) 氏により作られた機関では、はずみ車のエネルギーは、通常、各半行程になされるパワーの $3\frac{3}{4}$ 倍である。

[*77] (訳注) より正確には 860 690 となるが、Farey は 858 000 として、それを丸めて 860 000 としている。結果的に一致する。

[*78] ワット氏の尺度 (p.574 を参照) に従って、機関の出力が正しく記述されていると仮定し、1 馬力あたり毎分 33 立方フィートの蒸気が消費され、それは、摩擦を除いて、1 平方インチあたり 6.944 ポンドの有効圧力に相当する。それは高さ 16 フィートの水柱の圧力に等しい。

これより、

$$(\text{リム重量 [lb]}) = E_f \times \frac{33000 \times (\text{機関の馬力 [HP]})}{2 \times (\text{行程数 [min}^{-1}\text{]})} \times \left\{ \frac{153.21}{(\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})} \right\}^2$$

鋳鉄の比重量 約 450 lb/ft^3 を用いて

$$\begin{aligned}(\text{鋳鉄リム体積 [ft}^3\text{]}) &= E_f \times \frac{33000 \times (\text{機関の馬力 [HP]})}{450\ \text{lb/ft}^3 \times 2 \times (\text{行程数 [min}^{-1}\text{]})} \times \left\{ \frac{153.21}{(\text{直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})} \right\}^2 \\ &= E_f \times \frac{860690 \times (\text{機関の馬力 [HP]})/(\text{行程数 [min}^{-1}\text{]})}{\{(\text{直径 [ft]} \times (\text{回転数 [rpm]})\}^2}\end{aligned}$$

$E_f = 3.2$ の場合は、

$$(\text{鋳鉄リム体積 [ft}^3\text{]}) = \frac{2754000 \times (\text{機関の馬力 [HP]})/(\text{行程数 [min}^{-1}\text{]})}{\{(\text{直径 [ft]} \times (\text{回転数 [rpm]})\}^2}$$

となる (訳注終わり)。

注意：同じはずみ車が 53 馬力機関にも使用された。そのとき、毎分 17 $\frac{1}{2}$ 行程を行う (第 6 章 p.518 の注意を参照) が、はずみ車は歯数 144 の増速歯車と歯数 48 のピニオンにより、毎分 52 $\frac{1}{2}$ 回転する。その計算は、直径 17.33 フィート ×毎分回転数 52.5 = 910、その 2 乗は 除数 828100 であり、53 HP ÷17.5 行程 = 3.028、×2760000 = 8360000、÷828100 = リム体積 10.09 立方フィートとなる。上記のように、実際のリムは 9.74 立方フィートであった。

行程が速く反復される小型機関のもう一つの例：この場合は、発揮されるパワーに比較してはずみ車に必要なエネルギーは少なくて済む。ある 10 馬力機関は、毎分 25 行程を行う (表 1 を参照)。そのはずみ車はそのリムの中央までの直径が 11 $\frac{1}{3}$ フィートであり、クランク軸に固定されて毎分 25 回転する。そのとき、直径 11.33 フィート ×25 回転 = 283.25 、その 2 乗は 80230 でありこれが除数となる。そして、10 HP ÷25 行程 = 0.4 、×2760000 = 1104000 、そして、÷80230 = 13.75 立方フィートとなり、これがはずみ車のリムの鋳鉄の体積である。実際のはずみ車は外径 12 フィートで、そのリム断面は 8 インチ ×7 = 断面積 56 平方インチで、体積は $(56 \times \pi \times 11\frac{1}{3} =)$ 13.84 立方フィートである。

このはずみ車が太陽遊星歯車により回されていれば、そのリムは上記の重量の $\frac{1}{4}$ 、つまり断面 6 インチ ×2 $\frac{1}{3}$ インチ = 面積 14 平方インチしか必要としなかったであろう (第 6 章 p.494 を参照)。

(p.641) はずみ車のリムとアームは鋳鉄製であり、ワット氏のオリジナルの機関では、アームの重さはリムの重さの約 $\frac{2}{3}$ である。上記のはずみ車は 6 本のアームを持ち、その幅はリム部で 7 $\frac{3}{8}$ インチ、中心部で 10 インチで、厚さは 2 インチであり、それらは約 6 $\frac{1}{2}$ 立方フィートの鋳鉄を含んでいる。均一太さのレバーがその一端を運動中心として回転するときのそのレバーのエネルギーは、その $\frac{1}{3}$ の質量がレバーの外端と同じ速度で動くとした時に持つエネルギーと同じである。はずみ車のアームは中央部ではリム部より太く重いので、それらがリムのエネルギーに加える追加量は、その重量の $\frac{1}{4}$ をリムの重量に追加すればよいと仮定して計算できるであろう。アームの全重量がリムの重量の $\frac{2}{3}$ であると仮定すると、すべてのアームのエネルギーはリムのエネルギーの $\frac{2}{12}$ つまり $\frac{1}{6}$ になる[*79]。

[*79] ロバートソン・ブキャナン (Robertson Buchanan) 氏は、"蒸気による船舶の推進"に関する 1816 年の彼の論文の中で、次の規則を与えている。それは、フェントン、マレー、ウッドの諸氏が蒸気機関のはずみ車の重量を比率化する際に従った規則である、と彼は述べている。

規則：機関の馬力の数値に 2000 を掛けて、その積をはずみ車の円周の速度 (フィート/秒) の 2 乗で割る。その商は cwt (112 lb) で表したはずみ車の適切な重さになるであろう。

例：20 馬力機関のはずみ車の適切な重量を見つけること。はずみ車は直径 18 フィートであり、毎分 22 回転するものるとする。

直径 18 フィートの円の周囲長は 56 フィートであり、×22 回転/分 = 1232 フィート/分の運動、つまり ÷60 = 20 $\frac{1}{2}$ フィート/秒となり、これがはずみ車の周速度であり、20 $\frac{1}{2}$ の 2 乗 = 420 $\frac{1}{4}$ である。そのとき、20 HP ×2000 = 40000。÷420 $\frac{1}{4}$ = 95.2 cwt となり、これがはずみ車の必要な重量である。

ボルトン (Bolton) のロスウェル・ヒック商会 (Messrs. Rothwell, Hick, and Co.) によって作られた 20 馬力関のはずみ車は、直径 18 フィートであり、そのリムは断面 10 インチ ×4 インチであり、15 立方フィートの鋳鉄を含み、60 cwt の重量になる。また、8 本のアームの重量は 33.75 cwt であり、このはずみ車の総重量は 93.75 cwt である。上記の規則では 95 2 cwt を

ワット氏のオリジナル機関では はずみ車のアームは二つに分割され、それぞれ 3 本か 4 本のアームを含み、二つの部分は中央で結合してボルトで結合されている。中央部は正方形の軸にくさびで固定されている。はずみ車のリムは 6 片か 8 片のセグメントに分けて作られ、アームおよび他のセグメントにボルトとナットで固定されている。

太陽遊星歯車の動作ははずみ車に 2 倍の速度を与える点で、蒸気機関にとって有利である。なぜなら、運動する質量のエネルギーはその速度の 2 乗で表され、このため、太陽遊星歯車により回転されるはずみ車は、それが単純なクランクで回転された場合に運動の調整に同じ効果を生じるのに要する重さの、$\frac{1}{4}$ の重さで済むであろうからである。増速歯車とピニオンを使用するとき、はずみ車はしばしば機関の各行程ごとに 3 回転、ある場合には 4 回転させられる。そのとき、さほど大きくないはずみ車で非常に大きな機関を十分調整することができ、これは上記の例で、30 馬力機関または 53 馬力の機関で増速歯車とピニオンの比率を変えるだけで、同じはずみ車が使用されていることで示されている。その同じはずみ車がクランクの軸に固定されていれば、それは毎分 23 行程を行う 15 馬力機関のために使用されるものである。

(p.642) **はずみ車のリムの体積 (立方フィート) を求めること。** リムの外径 (フィート)、外側から中心へ向かって計ったリムの深さ (インチ)、およびリムの幅つまり厚さ (インチ) が与えられているものとする。

まず、リムの外径 (フィート) からその深さ (フィート) が差し引かれなければならず、その残りはリムの平均直径 (フィート) として保存しておく[*80]。また、リムの深さ (インチ) にその幅 (インチ) を掛けて、リムの横断面積 (平方インチ) を求める。

規則： リムの平均直径 (フィート) にその横断面積 (平方インチ) を掛けて、その積を 45.837 で割る。その商は、リムの中実部分の体積 (立方フィート) である。

例： p.491 (第 6 章) で述べたはずみ車は外径 12 フィートであり、そのリムは深さ 6 インチ ×厚さ 2 $\frac{1}{2}$ インチである。平均直径は (12 フィート - 0.5 フィート ＝) 11.5 フィートであり、横断面積は (6 インチ ×2 $\frac{1}{2}$ インチ ＝) 15 平方インチである。そのとき、平均直径 11.5 フィート ×15 平方インチ ＝ 172.5 、÷45.84 ＝ 3.763 立方フィートとなり、これがリムの鋳鉄の体積である。

計算式 (訳注)：

$$(\text{リムの体積 [ft}^3]) = \pi \times (\text{平均直径 [ft]}) \times \frac{(\text{横断面積 [in}^2])}{12^2} = \frac{(\text{平均直径 [ft]}) \times (\text{横断面積 [in}^2])}{45.837}$$

(訳注終わり)

注意： リムの平均直径 (フィート) に横断面の面積 (平方インチ) を掛けた積は、リムに含まれている 1 インチ角で長さ 3.1416 フィートの角柱の本数を表す。除数 45.84 は 1 立方フィートの体積に含まれるこのような角柱の本数である。つまり、144 (平方インチ/平方フィート) ÷3.1416 (直径 1 の円の円周) ＝ 45.8367 である。

与える。

他の例： フェントン・マレー商会 (Messrs. Fenton, Murray, and Co.) による 30 馬力機関は、外径 20 フィートのはずみ車を持ち、ピストンは長さ 6 フィートの行程を行い、はずみ車は毎分 19 回転する。その円周速度は毎秒 19.9 フィートであり、その 2 乗は 396 である。そして、 30 HP ×2000 ＝ 60000 、÷396 ＝ 151.5 cwt となり、これが上の規則によるこのはずみ車の重さである。

はずみ車のリムは 11 インチ ×6 インチであり、それは 27.5 立方フィートの鋳鉄 ＝ 110 cwt を含む。また、はずみ車のアームに 41.5 cwt があれば、それは上の計算に合うであろう。

前記の規則は、毎分約 19 行程を行う機関に適合しているように見えるが、それは原理的に欠陥がある。なぜなら、基本的な考慮事項である行程が途切れる頻度、またはクランクとはずみ車に対する衝撃の反復頻度 (毎分の行程数) が考慮されていないからである。その結果、その規則は、行程の速い小型機関のはずみ車では、最高の技術者の実績に従って通常行われているより、はるかに重くするべきであるとの指示を出すであろう。そしてそれは、よりゆっくり動く大きな機関に対して、実際に安定して動かすために必要なはずみ車より、より小さいはずみ車を与えるであろう。

[*80] これは数学的には正しくないが (???)、それは、リムの深さは外直径のごく一部であるので、すべてのはずみ車に対して十分に正確である。正しい方法は、リムの内部円の面積 (平方フィート) を求めて、それを外部円の面積 (平方フィート) から差し引くことである。その差はリムの正確な面積 (平方フィート) であり、それにリムの厚さ (フィート) を掛けた積は、真のリムの体積 (立方フィート) を与えるであろう (第 6 章 p.414 の例を参照)。円の面積は、そのための p.552 (第 7 章) の表で求めることができるであろう。

また、断面 1 インチ角で長さ 3.1416 フィートの鋳鉄角柱 228.16 本は、2240 ポンドつまり 1 トンの重さ となる。なぜなら、1 立方フィートの鋳鉄の重さは 450 ポンドであり、1 トンの鋳鉄の体積は (2240 ポンド ÷450 ポンド =) 4.978 立方フィートであり、これより、45.84 (本/立方フィート) ×4.978 (立方フィート/トン) = 228.16 (本/トン) となる。

最後に、1 平方インチ、長さ 3.1416 フィートの鋳鉄の各塊の重量は 9.817 ポンド である。なぜなら、1 平方インチ・フィートの鋳鉄は重さ (450 ポンド ÷144 =) 3.125 ポンドであり、3.1416 フィート ×3.125 ポンド = 9.8175 ポンドとなる。これらの数値から以下の規則が導き出される。

はずみ車のリムの鋳鉄の重量 (トン = 2040 ポンド) を求めること。

規則：リムの平均直径 (フィート) にその横断面積 (平方インチ) を掛け、その積を 228.16 で割る。その商はリムの重量 (トン) である。

例：リムの平均直径 11 $\frac{1}{2}$ フィート ×面積 15 平方インチ = 172.5 、÷228.16 = 0.756 トンとなり、これがリムの重さである。

計算式 (訳注)：

$$(\text{リムの重量 [ton]}) = \pi \times (\text{平均直径 [ft]}) \times \frac{(\text{横断面積 [in}^2])}{12^2} \times \frac{450}{2240} = \frac{(\text{平均直径 [ft]}) \times (\text{横断面積 [in}^2])}{228.16}$$

(訳注終わり)

はずみ車のリムの鋳鉄の重量を (常衡) ポンドで求めること。

規則：リムの平均直径 (フィート) にその横断面積 (平方インチ) を掛け、その積に 9.817 ポンドを掛ける。その積はリムの重量 (ポンド) である。

例：リムの平均直径 11 $\frac{1}{2}$ フィート ×面積 15 平方インチ = 172.5 、×9.817 = 1693.4 ポンドとなり、これがリムの鋳鉄の重量である。

計算式 (訳注)：

$$(\text{リムの重量 [lb]}) = \pi \times (\text{平均直径 [ft]}) \times \frac{(\text{横断面積 [in}^2])}{12^2} \times 450 = (\text{平均直径 [ft]}) \times (\text{横断面積 [in}^2]) \times 9.817$$

(訳注終わり)

(p.643) **上記の例の検証：**リムは体積 3.763 立方フィートであるので、それは (3.763 ×450 ポンド =) 1693.35 ポンドの重さとなる。これは (1693.35 ポンド ÷2240 ポンド/トン =) 0.756 トンである。

現代の蒸気機関でははずみ車はクランク軸に固定されていて、一般に、前述の規則 (p.640 を参照) で指示されているより、かなり小さいエネルギーを持つことがわかるであろう。そのエネルギーは通常、各半行程でなされるパワーの 3 倍であり、現代の慣習に対応すると、(3 ×860000 =) 2580000 がその規則で使用されるべき乗数となる。または、丸めると 2600000 であり、計算尺のゲージポイントは 510 となる。全ての場合で前者の規則が望ましいが、違いはそれほど大きくない。

例：30 馬力機関のはずみ車がクランクの軸に固定されているとき、それは毎分 19 回転する必要があり、リムの中央までの直径は 20 フィートである。そのとき、直径 20 フィート ×19 回転 = 380 であり、その 2 乗 144400 が除数となる。そして 30 HP ÷19 行程 = 1.579 、×2600000 = 4105400 となる。これを 144400 で割ると、28.42 立方フィートとなり、これがはずみ車のリムの鋳鉄の体積である。実際のはずみ車の外径は 21 フィートで、リムは 12 インチ ×5 $\frac{1}{2}$ インチ = 66 平方インチであり、体積は 28.78 立方フィートである。

計算式 (訳注)：$E_f = 3.0$ の機関の場合、

$$(\text{リムの鋳鉄の体積 [ft}^3]) = \frac{2600000 \times (\text{機関の馬力 [HP]})/(\text{行程数 [min}^{-1}])}{\{(\text{リムの平均直径 [ft]}) \times (\text{回転数 [rpm]})\}^2}$$

とする (訳注終わり)。

他の例：53 馬力機関のはずみ車がクランク軸に固定されている場合、毎分 17 $\frac{1}{2}$ 回転する必要があり、リムの中央までの直径は 23 フィートである。そのとき、23 ×17.5 = 492.5 となり、その 2 乗 162006 が除数である。そして 53 HP ÷17.5 行程 = 3028 、×2600000 = 7872800、÷162006 = 48.61 立方フィートとなり、これがリムの鋳鉄の体積となる。リムは実際には 12 インチ ×8 インチ = 96 平方インチの断面であり、体積は 48.17 立方フィートである。

はずみ車がクランク軸上に置かれるときは、リムは非常に重くされる必要があり、アームの重さはリムの重さの半分を超えず、またあるときには、わずか $\frac{1}{3}$ になる。そのような場合、アームのエネルギーはリムのエネルギーの $\frac{1}{8}$ から $\frac{1}{12}$ になるであろう (p.641 を参照)。

現代の機関では、はずみ車は強力な中心部分、または軸に固定され車輪のような円形の板で作られる。それはその平らな面内にはその数だけのアームを受けるために形成された 6 ないし 8 個のセルを持ち、アームはそれらのセルつまりソケットの中にぴたりとはめ合わされ、各アームと平らな円板とを貫通した 3 ないし 4 本の強力なねじボルトにより、ソケットの中に固く保持される。

アームの端は、6 ないし 8 個のセグメントで構成されるリムの中のくぼみに合うように突出した手のひら状に作られ、アームとリムは各リムの端の突出部により互いに結合される。アームの突出部はセグメントの結合部を横切り、各セグメントの端を貫通する 3 本のねじボルトにより結合される。

13 ワット氏回転蒸気機関の部品の寸法計算のための本章の規則に関する全体的概観

機関のパワーが計算の中に用いられるとき、ワット氏の尺度 (p.574 を参照) に従った馬力で正しく表示されていると仮定されている。そこでは、1 馬力は毎分 33 立方フィートの蒸気の消費に対応している。この出だし部の不確実性を避けるために、馬力の代わりに、シリンダの直径とピストンの動きの速さに関するいくつかの規則が先行している。

これらの規則が揚水用機関に適用される時、ピストンにかかる負荷が考慮される必要があり、馬力は p.440 (第 6 章) の規則に従って計算される。機関がシリンダ内での蒸気の膨張を利用して動作する場合、その膨張の間になされるパワー (第 5 章 p.367 を参照) は、その規則の中の計算のパワーの式の中に含まれてはならない。なぜなら、そのパワーは追加の蒸気を消費することなく得られているからである。

(p.644) 規則は、機関にピストン 1 平方インチあたり 6.94 ポンドの適切な負荷が加えられ、適切な速度で動いて定格のパワーを実際に発揮しているときに、すべての部品に対して適切な比率を与えるように調整されている。もし、機関がそれ以上またはそれ以下の負荷を加えられていれば、そのとき、それらの比率はまったく正確ではない。機関の性能に関連する規則では、機関の定格のパワーに対して、実際になされるパワーで代用して計算してよいであろう。しかし機械の部品の比率を与える規則は、機関の定格のパワーに応じて計算されるべきである。なぜなら、定格パワーは機関が最大性能を発揮するときのパワーであり、また、あらゆる平均的状況の上で発揮すると期待されるパワーであるからである[*81]。

[*81] この章に含まれる規則が作られた方式は既に p.532 (第 7 章) の注意で述べられているので、それらを同じ製作者たちに提示するに際して、それらの規則はワット氏が彼の実践で従ったものと実質的に同じである、と著者は確信しているということを付記するだけで十分であろう。それらの規則は、ワット氏の監督下で建造された蒸気機関について、20 年間にわたる非常に広範囲の一連の観測結果をもとに作られていて、最大から最小までのあらゆる大きさの機関に同等に良好な結果を生じるように適合されている。

これらの規則を作るのに使用されてきたメモと計算は膨大な量にのぼるが、各規則について、ひとつ以上の例を示す必要はないと考えられた。これらの例はすべての場合、ボールトンとワット両氏が行った実際の標本から得られたものであり、これらはその規則とほぼ一致することがわかった。あらゆる場合の規則を得るために、種々のサイズの多くの類似の例が使用され、これらの例の多くは規則とは異なっているが、その差異は実用上重要になるほど大きくはなく、その規則により与えられる結果の上下に同程度にばらついている。それらの差異は、それらの規則が実際には厳密には準拠されていないことから生じていると推測できる程度の差異である。

それらの規則が依拠しているすべての最も重要な比率に関する原理は、著者がワット氏自身から頻繁に聞かされていた主題であり、またワット氏自身が実際に準拠していたものである。著者がワット氏と初めて知り合ったとき彼は事業から引退して数年経っていて、彼は主題の細部の会話を好まず、一般的な原理だけを好んで話した。ロビソン博士の記事 "Steam-Engine" の改訂版の序文でワット氏自身が述べている所では、彼が 1814 年のその改訂を引き受けるまでの何年もの間、彼の考えから蒸気と蒸気機関

蒸気機関で使われる鋳鉄と錬鉄は最高の品質であるべきであり、慎重に製造される必要がある。質の劣る材料が機関の部品に使用されて、その不足分を補うために、既に確立した比率を超える寸法がしばしば用いられた。しかし、これは悪いシステムである。なぜなら、それは可動部品に不必要な重量を加えて負荷し、また劣悪な金属は、程度不明の内部欠陥を持ちやすいために、破損する危険性を増大させるであろうからである。

ある技術者たちにとっては、蒸気機関の部品をワット氏の寸法よりかなり強くすることが一般的な実例となっている。しかし、材料および技能が良好であれば、これはまったく必要ない。なぜなら、上記の規則に従って比率化されている限り、ピストンによって加えられる力が、部品に有害な荷重をかけるほど大きくなることは、決してないからである。ただし、機関が高速で動いているときに、誤ってシリンダ内に蒸気を閉じ込めてしまう (第 6 章 p.463 を参照) ことにより、機関が突然停止する場合は例外である。このような事故を防ぐためには、その荷重に抵抗できるように強度を増すよりも、p.527 (第 6 章) で推奨されているような予防策を講じる方がより好ましい。

(p.645) 海洋を航行する蒸気船の機関は荒天時に激しい過酷な条件にさらされるので、シリンダの上部と下部に安全弁が取り付けられる。それは、沸騰してシリンダ内に持ち込まれる可能性のある水を逃がすためであり、蒸気が一定の弾性を超えて、シリンダ内に保持されることを防ぐであろう。これらの安全弁はフィールド (Field) 氏により用いられたものであり、それがはずみ車を持つすべての機関にも一般的に適用されたならば、機関の破損は非常に稀なこととなるであろう。

もし、何か特別な理由である蒸気機関の部品の強度をより大きくすることが得策であると判断されるならば、実際に使用されているよりも大きな寸法をシリンダに用いて計算することにより、前述の規則でその部品の寸法を計算することができる。例えば 30 馬力機関の部品の強度が、直径 30 $\frac{7}{8}$ インチのシリンダをもつとして計算され、実際には機関に直径 28 $\frac{1}{4}$ インチのシリンダが設置されて動作するのであれば、そのとき、それらの部分は、上記の規則で提案されている強度より $\frac{1}{5}$ だけより強い強度を持つことになる。この方法は、将来のある時期に機関により大きなシリンダの適用が必要となる可能性がある場合にも、使えるであろう。

の主題はほとんど消えかけていた。その中で、彼は高齢のために、その改訂版を蒸気機関の完全な歴史にすることも、またそれに対する彼自身の改良の詳細な説明を与えることも試みずに、ただ彼の友人の仕事についての解説をするつもりであった、と述べている。

14 ワット氏の発明についての結論

(p.645) これまで、1765 年から 1800 年までに約 35 年間にわたり、ワット氏の蒸気機関の改良の種々の発展段階を通じてその歴史を辿ってきた。そのすべての間で、彼は自身の機関の一層の完成を達成しているようである。1765 年から 1774 年までの最初の 9 年間は、スコットランドを出る前に、単動式揚水機関の発明を完了するのに費やされ (第 5 章 pp.310-318 を参照)、その後ボールトン氏に会い、1774 年から 1784 年の 10 年間を通して、その種類の機関の構造の詳細を完成させ、膨張原理を用いて非常に広範な規模で鉱山での使用に応用した (第 5 章 pp.320-383 を参照)。

最後に言及した期間では、彼はまた、自分の精神の中で機械類のための複動回転機関の構想も練っていたようであり、1784 年から 1793 年にかけての次の 10 年間で、彼はそれを実用化して非常に広範囲に応用し、その構造の詳細を完成させた (第 6 章 pp.434-530 を参照)。この顕著なキャリアの残りの 7 年間は、非常に広範な事業の活発な指揮監督で占められていた。それらの事業は、ソーホーで蒸気機関を製造し、あらゆるサイズの機関の部品の適切な寸法のための尺度を作り上げて業務をシステム化し、また、回転機関を工場の新しい用途に適用するなかで (pp.531-645 を参照)、生み出されたものであった[*82]。

[*82] その業務システムの一部として、計算尺の適用 (第 7 章を参照) の他に、濡らした紙の上にインクの一部を転写または印刷することにより原稿をコピーする、というワット氏発明による方法について言及するのが適切である。これは最初 1780 年頃にボールトンとワット両氏により、ソーホーの彼らの事務所のために取り入れられ、それ以来、貿易商の会計室では非常に一般的に実用に供されてきた。ワット氏は 1780 年に、手紙やその他の文章をコピーする新しい方法に対する特許を取得した。その仕様は "Repertory of Arts", Vol.I, p.13 の最初のシリーズの中に記載されており、以下のその抜粋はこの方法を非常に明瞭に説明しているであろう。

「コピーしようとする手紙やその他の文書は水に部分的に溶解する種類のインクで書く。その文書のコピーを、滲み止め (size) が含まれていなくてインクで書くのに適さない薄い紙の上に取り出して印刷するものとする。この薄い紙を元の文章と同じ大きさと形に切断し、スポンジ、ブラシを用いるかまたは浸漬することにより水またはゴバイシ (五倍子;gall nuts) の薄い溶液で湿らせる。そして、その湿った紙を 2 枚の滲み止め剤のないスポンジ性の厚紙または布の間に挟み、平らな板をそれらの上に置いて一緒に軽く押し付け、薄い紙から余分の水分を吸収しておく。

このように湿らせてプレスした薄い一枚の紙を、コピーすべき文書を書いた紙の表面の上に広げて、その薄い湿った紙の片面がその文書のインクと接触するように重ねる。その薄い紙の他方の面にきれいな一枚の筆記用紙を当てる。3 枚の用紙を、銅版画で画像を印刷するのに使用されるような普通の回転プレスの板の上に置く。そして、銅版印刷の場合に行なうのと同じ方法で、それらの用紙をそのプレスのローラーの間で 2 回以上転がすことにより、強制的に一緒に押し付ける。その圧力により、元の文書のインクの一部が薄い湿った紙に吸収され、それを貫通するようになるであろう。その結果、原紙から薄い紙を取り除くと、その文書の正確なコピーが、多少薄くなるにしても、薄い紙の両面に現れるであろう。元の文章と接触していた面は逆向きのコピーを示し、その反対面では線のコピーは正しい順序と方向になり、元の文書とまったく同じになる。なぜなら、湿った紙は薄くかつスポンジ状であるために、元の文書から吸収したインクがその紙素材を貫通することができるからである。回転プレスの代わりに、ねじプレスを用いて像を写し取ることもできる。

元の文書が充分なインクで強い文字で書かれていれば、3 枚ないし 4 枚の薄い紙の上に続けてコピーを取ることができ、すべては読みやすくなるであろう。しかし、コピーが 1 枚しか取られない場合は、その文書は非常に黒く表示できるであろう。また、その操作により元の文書が傷ついてしまうことはないであろう。このように薄い紙の上に取られた文書のコピーは、文書にいかなる変更を加えることもより困難となるので、元のものよりもはるかに確実な文書である。インクが紙の厚さを完全に貫通するので、それを消去することができず、また、滲み止めされていない用紙にはインクが付かないため、追加ができないからである。したがって、薄い紙の上に転写されたコピーを作成することは良い慣例である。為替手形、信用状などが該当し、作成者は元の文書を保持しても廃棄してもよい。また、遺言状や他の重要な文書なども同様である。

そのインクは以下のように調製される。エール尺度で 4 クォート (1 クォート ＝ 70 $\frac{1}{2}$ 立方インチ) の泉水に、1 $\frac{1}{2}$ ポンド (常衡) のアレッポ・ゴバイシ (Aleppo gal nuts)、$\frac{1}{2}$ ポンドのグリーン・ヴィストロール (green vitriol) つまり緑盤 (green 硫酸第一鉄; $FeSO_4$)、$\frac{1}{2}$ ポンドのアラビアガム (gum-arabic) および $\frac{1}{4}$ ポンドのローチ・アルム (roach allum) を入れる。固体成分を粉砕し、6 週間または 2 か月間水中に浸して、その間にその溶液を頻繁に撹拌し、そして、それをリネン布を通して濾して使用に供する時まで瓶内に密栓して保存する。

薄い紙を湿らせるために水の代わりに推奨される収斂性の溶液は、以下のように調製する。2 ポンドの蒸留酢の中にホウ砂 (borax; ほうしゃ) の鎮静塩 (sedative salt) を 1 オンス溶解し、褐色の外皮から慎重に分離して白い部分だけを残したか焼されたカキ殻 4 オンスを加える。混合物を 24 時間頻繁に撹拌して、その後それを静置して沈殿物を析出させる。この後、きれいな上

(p.646) これらのすべての点で、ワット氏は彼の同僚であるボールトン氏によって最も強い支持を受けた。ボールトン氏は彼の助手と共に、ワット氏が作り出したすべてのオリジナルの機関について、多くの複製の製造の細部の指示を引き受け、ワット氏がさらなる改良を工夫するための多くの余暇を残した。彼らは、最も実証されたモデルに従って、長い期間にわたり共に彼らの機関を建造し続けた。ワット氏は機関の詳細の改良に絶えず取り組んでいたが、改良された機関のこれらの改良が円熟して極めて安定するまで、それらの変更や改善を実際に導入するはなかった。それらの改良が安定すると、それが新しいモデルに導入され、その結果、それがより良いものになるまで続けられた。この方法により、彼らは新しい案を適用することによる失敗から免れることができた。なぜなら、彼らは自分たちの精神の中でそれらを長い間思案していて、彼らがそれらを実用に試みる前に実験により確かめていたので、実際、それらは彼ら自身にとっては新しいものではなかったからである。

(p.647) この慎重な開発方式の結果として、ボールトンとワット両氏は、蒸気機関を必要とする製造業者らの信頼を完全に獲得し、彼らが請け負うと提案することは何でも、雇用主らにより共通して採用された。提案された目的を達成する完全な保証について、更なる疑問を投げかけられることはなかった。レニー氏は、蒸気機関を公共事業に応用する際に常に彼らと共同し続け、ワット氏らの計画におけるレニー氏支援と同意は、ワット氏らの評判を高める方向に作用した。

ワット氏の元の特許の延長によって、ボールトンとワット両氏に長年にわたり保証された独占は、彼らに保証された金銭的利益とは別に、大きな利点をもたらした。なぜなら、ビジネスを彼らの手に集中させることによって、彼らは常に同じ種類の多数の機関を受注したので、彼らは大幅な分業のシステムの上で製造工場を配置できたからである。それによりすべての労働者は、同じ仕事を継続的に繰り返すことにより熟練を獲得した。より少数の機関を作る場合よりも、仕事はより少ない費用でより良く実行された。

同時に、ボールトンとワット両氏は特許により独占することによって、蒸気機関を作ろうと考えた多くの人々から多くの嫉妬を受けた。他の人々はその特許のために、ワット氏の原理に基づいて機関を作ることができなかった。彼らに実際にできたことは、ニューコメン機関の建造に限られていたが、工場のほとんどの目的にワット氏の機関の偉大な優位性があったために、大気圧機関よりもワット機関の需要が大きくなった。そのため、その特許を回避するための継続的な試みが行われ、ワット氏の改良の一部をニューコメン機関の一般的な形式と組み合わせて、多くの機関が建造された。ボールトンとワット両氏は、このようなすべての機関製造

澄み液を別の容器に移し、滲み止めされていない濾紙を通してガラス容器に濾過する。この溶液に、最良の青色アレッポ・ゴバイシを 2 オンス加え、その溶液を 24 時間の間暖かい場所に保管し、頻繁に攪拌する。その後、滲み止めされていない濾紙を通して溶液を再びろ過し、そしてその後、純粋な水を 1 クォート (エール尺度) を加える。そして、それを 24 時間静置しなければならない。もし、それが濁っていた場合には、それを再び濾過しなければならず、使用に適するのはその後となるであろう。

薄い紙は、この液体を含浸させて再び乾燥させることにより調製することができ、後でコピーしたいときは、水で湿らせてもよい。または、その薄い紙を水の代わりにこの液体で濡らしてもよく、転写された文書は、水のみを使用した場合より黒くなるであろう。ほとんどの場合は、水で十分であろう。」

ソーホーでワット氏のコピー用プレスが多数作られてこの特許の下で販売され、それらは手紙のコピーの目的にきわめてよく用いられている。それらには 2 種類あり、一つはオフィスに適した大きなローラーを備えた強力なローリングプレスであり、図面や計画書をコピーするのに十分な大きさである。もう一つは、手紙をコピーするためのコンパクトなローリングプレスと装置であり、文書作成のための他のあらゆる利器を入れる移動可能な事務机に含まれていて、折り畳まれて旅行用の適度なコンパスの中に収められる。

このコピー方法は、ソーホーのボールトンとワット両氏の事務所で完成され、あらゆる手紙、計画書、図面の正確なコピーを取るために幅広く採用され、それらコピーは、蒸気機関を設置修理するための作業員への指示として送られた。このビジネスシステムにより、彼らはほとんど問題なくまた遅延なく、必要なすべての遠方の作業のあらゆる事柄について正確な知識を受け取ることができ、またこのようにして、彼らの指示の間違いを避け、作業を正確に遂行できるようになった。図面の場合、図面が逆転しているかどうかは重要ではないので、薄い紙の代わりに適切な大きさの厚い紙を使用してコピーを取ることができた。スミートン氏はワット氏のコピープレスを 1 台持っていて、彼は彼の実務の後半年の間、手紙と図面をコピーするために使用した。

者に対して法的手続に訴えることをいとわなかったので、機関製造者らは法律上の裁判の冒険をおかすことを避け、多くは製造を開始する前に停止した。二つの事例でワット氏らの権利が裁判の審理に付され、ワット氏らに有利な判決が得られた。それ以降、彼らの特許権は有効であるとみなされ、ワット氏の改良の一部を含む機関を作ったすべての人は、そのような機関を動作させるための特許料を支払うよう、特許権者に強要された。

1795 年に、ボールトンとワット両氏はブル氏に対して特許の侵害について訴訟を提起し、それはウェストミンスターの民事訴訟裁判所 (Court of Common Pleas) で裁判された。この訴訟の主題となった機関は、コーンウォールのオートフィールド銅鉱山にブル氏が設置したものであった。そのシリンダ、弁および制御ギアは、ワット氏の単動機関の普通の構造 (Plate X を参照) のものであった。しかし、シリンダは逆向きにされて立坑の上に置かれ、ポンプロッドが直接ピストンロッドに取り付けられていた。空気ポンプとコンデンサはワット氏のものと同じであったが、逆向きではなかった。

(p.648) これは類似性が乏しいことを根拠にして、ワット氏の装置を無防備で完全に採用したものであった。そのため、彼の特許の有効性が、特許の条件における非公式性を理由に争われた。そこでは、その発明は新しく考案された機械ではなく、作業の方法であると述べられている。しかし、期間延長の議会制定法では、その特許は特定の機関のためであると述べられている。それはまた、その仕様書は任意の人が改良機関を建造できるのに十分な説明を含んではいない、との反対意見も述べられた。

ボールトンとワット両氏の訴訟は、多くの著名なアーティストや科学者の証言によって支持された。彼らは仕様書を理解しており、それ以上の指示なしに改良機関を作ることができたであろうと述べた。陪審 (jury) は特許権者を支持する評決 (verdict) を与えた。しかし、その特許が法律上有効であり、議会制定法により引き続き有効かどうか、また、その仕様書が特許を支持するために法的に十分であるかどうかの判断は、王座裁判所 (Court of King's Bench) の裁判官に委ねられた。その訴訟は、裁判官の前で二度議論された。"火の機関の蒸気および燃料の消費を減らす新しい発明の方法"とした特許の表題に対して、異議申し立て (exception) が行なわれた。また、特定の機関が記載されずに原理の生の言明 (bare enunciation) だけが記載されていたので、仕様書に対しても異議申し立てが行なわれた。単なる原理は特許の対象になることができず、仕様書では機関を建造する方法を説明する必要があり、その機関で、節約できることが知られた最大量の燃料を、発明者が実際に運転して節約できたことを説明しなければならない、と論争された。

主席裁判官 (The Lord Chief Justice) のエア (Eyre) とルーク (Rooke) 判事は、異議申し立てを単なる形式的なものと考え、それらは特許権者の実質的なメリットに影響を与えず、特許権者は彼の改良の重要性のゆえに保護されるべきであると考えた。しかし、他の 2 人の裁判官のブラー (Buller) とヒース (Heath) は正式な異議を重視し、裁判所は同数に分かれたため判決は出されなかった。この状況は、彼らの訴訟相手からはある種の敗訴とみなされ、その結果、特許のいくつかの他の侵害が多方面にわたって始まり、特許権者はそれらに対して多くの訴訟手続きを開始した[*83]。

1799 年、ボールトンとワット両氏は、ホーンブロアーとメイバリー両氏に対して、ワット氏の特許権侵害について訴訟を提起した。それは民事訴訟裁判所で審理され、特許権者に有利な評決が下された。この告訴の元となった機関は、炭鉱の石炭を巻き上げるためにホーンブロアー氏により異なる工場で製造された。主な実例は 1796 年にロンドンのミュークス (Messrs. Meux's) 醸造所で建造された機関であり、それは二つの単動シリンダを有し、それぞれに分離コンデンサを備えていたが、複動動作を作り出してクランクとはずみ車を回すように組み合わされていた。この審理の訴訟手続きは前の手続きとほぼ同じであり、同様の事案が王座裁判

[*83] これらの訴訟の議事録の中で、1777 年 9 月 5 日にワット氏は彼の特許権の $\frac{2}{3}$ を、延長された残りの期間ボールトン氏に譲渡した、と記載されている。

所にゆだねられた。しかし、この事例では、ケニヨン主席裁判官とアシュルスト、グロース、ローレンス判事の全員が、法的な異議申し立てに反対して特許を支持する点で一致した[*84].

(p.649) これは、法廷で通常明らかにされてきたよりも、特許権のより寛大な解釈であった。通常は、裁判官は特許権者に対して非常に硬直した厳格さを行使するのが常であった。発明者に発明の財産を保証する特別な法律はないが、以前は特定の取引を行使させるために、王が個人に排他的な特権と独占権を与えていた、王権による古来の特権の名残りによる特許が認可されている。これらの認可は、商業が拡大し始めたエリザベス女王治世の中期では非常に増発されたので、それらは彼女の臣民に耐え難い不平の原因 (grievance) となり、議会に苦情が提出された。その結果、女王は既存の特許の中でいくつか最も嫌われているものを取り消した。しかし、悪弊がまだ続き、特許認可の規制のためにいくつかの一連の議会制定法が通され、そして最後に、国王ジェームズ I 世の 21 年に制定された独占法により、それらはすべて無効と宣告された。

この制定法では、14 年の期間にわたり認可された以下の専売特許証の例外が設けられている。

> for the sole working or making of any manner of new manufactures within this realm, to the true and first inventor and inventors of such manufactures, which others at the time of making such letters patent, and grants, shall not use, so as also they be not contrary to law, nor mischievous to the state, by raising the prices of commodities at home, or hurt of trade, or generally inconvenient.

このために、発明者らの権利は黙認されて維持されているだけであり、その例外の条件のゆえに、彼らはその発明のメリットと公共性についての質問にさらされている。新しい発明の初期段階では、これは意見の分かれる問題であるに違いなく、法廷は、そのような主題についての不完全な知識のために、特許に対して偏見を持った証人の争っている証言や、それに好意的な確信的な熱狂者たちの証言から、発明について非常に間違った印象を受けやすい。興味深い証拠とは独立に、いずれの側にもそうなりやすい。特許権に関する多くの決定は、この理由から非常に不公平であり、発明家が自分の製造物に持つことのできる所有権の明確な法律が強く望まれている。資格のある裁判官の裁きに先立って、新規性、メリット、公益性の強いことが示された場合を除いて、特許は一切許可されるべきではなく、また、その結果は実験によって確かめられなければならない。特許権者はまた、すべての改良の正確な仕様を公表するよう求められるべきであり、彼は、特許期間中の実践の過程で、その発明を最も完全に実施するための詳細な説明を行うこともできるであろう。このことがワット氏の場合に行われていれば、多くの貴重な知識が広まり、彼の特許の満了後に、彼の改良の拡張を大いに促進したであろう。

ワット氏のオリジナルの仕様は、彼が機関を完成していなかった時に作られので、必然的に非常に不完全であったが、議会が彼に期間の延長を認めたとき、彼はその時にできる範囲で公表することが条件とされるべきであった。他の例での法廷の通常の慣習によれば、ワット氏の特許は仕様の不備のために無効にされていたはずである。その仕様書は動作原理の一連の定義であり、それらを実施する手段についての説明は一切なかった。この仕様が、それで十分であるとの多くの科学者技術者の証言によって支持されていなかったとすると、また、それらの裁判の当時に、ワット氏の機関の有益性が熱狂的に受け入れられる程度に一般に認められていなかったとすると、単なる法律問題として他の同様の事例での裁判の通常の慣習に従えば、彼の権利は認められていなかったであろうことは確かである。

[*84] アシュルスト判事は以下の意見を述べた。新しい発明はすべて、国民の富と利便性にとって重要である。有用な発見の成果を享受しているときは、発明者が彼の報酬を奪うのは難しいであろう。陪審は、発明者は本発明の性質をその明細書により十分に説明しており、私は、特許および議会制定法により彼に与えられた利益を、彼は法的に得る権利があり、これが正義でもあると思う。

14.1　蒸気機関の完成におけるワット氏の発明の範囲

(p.650) 1690 年にパパンにより与えられた (第 1 章 p.97 を参照) シリンダとピストンを備えた蒸気機関の最初の考えは、非常に不完全で実行不可能であった。

彼はシリンダの下部に水を入れてその底の下の外側に火を当てることにより、水から蒸気を作り出すことを提案した。そして、彼は、周囲の空気の冷たさによりその蒸気を凝縮させようと期待していた。このため、彼のシリンダは、ピストンを受ける目的と同様にボイラの目的にも答えることであり、蒸気もまた同じシリンダ内で凝縮された。

この計画は、1712 年に有用な機関を作ることに成功したニューコメンにより実現された。彼は主に、パパンのシリンダに、必要に応じてそのシリンダを満たすための蒸気を生成するための別のボイラを追加し、また、シリンダ内に冷水を注入することにより、含まれていた蒸気を凝縮させて冷却して十分な真空を作り出し、その上の外部の空気の圧力によってピストンに効果的な作用を与えた。

このシステムは 1769 年にワット氏により完成され、彼は、蒸気を凝縮するための別の容器を追加して、シリンダを排気する必要が生じた時はいつでもそこから蒸気を受け取る準備として、常に排気された真空の空間を作り出した。また、蒸気ボイラは、必要に応じてシリンダを満たすことができるように常に蒸気で満たされている。したがって、蒸気の充満と真空はそれぞれ別の場所で常に維持され、シリンダを瞬時に充填しまた真空にすることができ、ピストンに迅速な作用を与えて、同時に効率的な力を及ぼすことができる。ピストンは外気の代わりにボイラからの蒸気によって押され、シリンダ内に入る蒸気の量に応じて、その力は正確に調整できる。

14.2　発明家としてのワット氏の特徴

機械発明者としてのワット氏の特徴をまとめると、著名なニュートンがより高い順位の哲学者の間で占めたのと同様に、ワット氏はその機械発明者のクラスの中で最優秀の位置を占めることがわかるであろう。ワット氏の新しいアイデアや組み合わせを生み出す豊富な才能に対しては、案を実現する前にそれを整理して実験する健全な判断力に対してほどには、注目されなかった。彼の同時代の誰よりもはるかに偉大な発明の才能の命じるままに、彼はその非凡さに得意になったりそれに頼り切ったりして、成功を確実に得るための警戒を怠ったりしたようには見えない。しかし、彼は彼の考えを完全に達成するための後からの思いつきの可能性を、できるだけ残さなかった。この気持ちは、スミートン氏への手紙の一節 (第 5 章 p.320 を参照) によく示されており、同じ様な進展段階にある時の他の多くの発明家たちの楽天的な見通しと自信に満ちた確信とは、著しく対照的である。

この天分と判断力の結合は非常に稀な例であり、それらの二つの能力が必要とする精神の働きは全く異なっていることから考えて、普通は稀であると考えるのが合理的である。発明の能力は、それが独創的であり広範な組み合わせを生み出すのに十分強力である時、ある種の精神の自発的な働きが伴わなければならない。その精神は意志によって奮い立たされ、ある程度休止状態に留まる意志とは独立して、いくらか思考過程を継続することができる。なぜなら、意思はその自発的な思考のわずかな方向づけを演じるだけだからである。

(p.651) 最小限の想像力を持つすべての人は、意志の指示の下で精神が積極的に用いられていない時は、夢の中も含めて常に、絶えず精神を通過するすばらしいアイデアと新しい組み合わせの場面で、自発的思考の存在を意識しているにちがいない。音楽、詩、絵画の創作は、このような精神の自発的な働きに非常に大きく依

存している。異なる個人の作品は、その精神の働きがより強くかつ制約がより少ないことに比例して、多少なりとも独創的であるとわかるであろう。また他方では彼らの作品は、その自発的作用が意志により導かれ規制されることに比例して、より古典的で、正しく、そして規則に従ったものになるであろう。

判断力は、アイデアを区別し、複合概念をより単純な要素に分解し、それらをクラスに分けて互いに比較し、物事の量と質を見積もる能力に依存する。判断力はまた、アイデアの新しい組み合わせを形成し、そのような組み合わせの結果を予見する力にも依存し、同様に、それらの欠陥を訂正して補給する力にも依存する。これらの精神のすべての働きは、新しいアイデアを生む働きとは非常に異なっており、他の人に由来して精神に伝えられたアイデアのストックにより、精神の中で自発的に起こった新しいアイデアのように用いられるであろう。

知識の現状のもとでは、物理学者、建築家および技術者は判断の能力を必要とするだけであり、そのためには非常に限られた程度の創造力で十分である。なぜなら、彼らが組合せて使用するのに必要なほとんどすべてのアイデアは、すでに生み出されて記録されているので、調べて他から得ることができるからである。そして、保持された秩序立った記憶の中で最良のアイデアの最大の蘊蓄 (うんちく) を蓄えた個人、および、その蘊蓄から賢明に選び出す眼識を持って分析と組合せで最大のパワーを持つ個人は、最高の結果を生み出すと期待されるかもしれない*85。

高名を達成するための中間的な仕事があり、人々は、他の人から得られるアイデアを集積して完成し、自身の精神の中に完全な繋がりを形成するために、新しいアイデアを構想するより大きなパワーを持たなければならない。これは、これまで不完全にしか啓発されていなかったか、または十分な記録またはまたは迅速な伝達がされていない主題に関して、必要なことである。すべてのアートと科学は、進歩のある期間はそのような環境下に置かれてきたに違いない。しかし、それらの進歩と完成は多くの個人によって精神が長く適用された結果であり、そのアイデアは絶え間のない交流によって共通の集積となり、無駄な超過分が捨てられて最良のものが保存されることにより厳格な選択を受けて、時間が経てば許容できる程度に完全で均一なシリーズを形成してきた。アイデアのこの選択は、実験の結果に応じた試行錯誤によりなされるので、現行の社会や専門職の間のアイデアの共通の集積は、任意の個人により他の人の助けなしに彼自身の精神の操作から作り出される新しいアイデアの平均よりも優れた品質であることが、一般的に証明される。その共通の集積に対する最も有用な追加は、通常、シリーズ全体に精通している人に由来する。そのようにして、実務に携わる人たちにより漸進的に改善され、詳細が完成される。しかし、アイデアのシリーズ全体に影響を与える大幅な改良は、普通、より活動的な天才の仕事である。なぜなら、実務に携わる人々は、彼らにとって完全に新しいアイデアを十分な公平性をもって受け入れることができず、それまで思考するのに慣れてきたそのコースやアイデアの連鎖から抜け出した時には、彼らの推論は乏しくなってしまうであろうからである。

(p.652) 非凡な才能または新しいアイデアを創造する力を持つということは、得たアイデアの蘊蓄だけを所有してそれらを採用して判断する人たちに比べて、すべての場合において、個人に大きな利点を与えるはずである。なぜなら、共通の集積には天賦の才を持つ人もアクセスでき、彼自身のアイデアもその有用な追加となるからである。しかし、そのような人は一般に自分のアイデアに対して過度の偏愛、一種の親の愛を持っており、そのために、他より得たアイデアと作り出したアイデアを合わせた集積の中から、公正な選択をすることができなくなる。彼らはまた、自分のアイデアを頻繁に変える習慣を持っており、完全で均一なシリーズを維持するのに慣れていなくて、頻繁に彼らの精神に隙間を残す。したがって、それらの組み合わせは調和、正当

*85 多くのアートと科学で、判断のガイドとして格言が置かれ、規則が定められてきた。そのような規則は、以前は現在以上に尊重された。それらは通常、判断を助けるのではなく、それを妨げることが分かってきた。これは、格言や規則はそれ自身不完全であり、その適用は制限されていることから生じている。

性の比率、完全性に欠けている。意のままにアイデアを創造できるという意識は、コミュニケーションや観察によってアイデアを得たいという欲求から常に遠ざかる。このため、思考の偉大な独創性を持つことができる人が勤勉であることは稀であり、その前を通過するものを常に十分に観察するとは限らない。

弁舌、軍の指揮、機械的な発明と組み合わせの実践、およびアートと科学の発見の実践には、かなりの程度の精神の自発的な動作を必要とする。しかし、良い結果を作り出すには、それは意志の支配下にある必要がある。想像力は、それが働かされるとき、精神にかなりの数のアイデアを提示し、それらは、まさに推論の原理にしたがって検査され、比較され、組み合わされなければならず、それにより、多くのものが不完全で不適格であると認められ、排除されなければならず、想像力は、それらに代えて他のものを作り出すように働こうとする。重要な結果を生み出す力は、多くのアイデアを素早く考えつく想像力の豊かさに依存し、また、適切でかつ共に組み合わせて調和できるものの公平で正確な選抜と選択に依存するであろう。

ワット氏は後者の精神を説明する最も顕著な例として、引き合いに出されるかもしれない。彼は最も系統だった想像力を持っていて、それを意志により多くのアイデアを生み出すことに向けることができ、十分に応えることができたので、それらの中で意図した目的に答えるものを選ぶのは難しくなかった。彼はまた、コミュニケーションや観察によって得たものに新しいアイデアを組み込んで、全体を一つの均一な系列に配置する習慣も持っていた。そこから彼は、自身の組み合わせに適したものを選ぶことができた。彼はそのような選択の中で、彼自身のアイデアに対して過度の偏愛がなかったように見える。

スミートン氏は、オリジナルのアイデアを生み出す偉大な発明や力はないが、機械的な組み合わせにおける健全な判断の最も顕著な例として言及されるに違いない。彼の作品や推論の様式は、彼が残した多くの報告書や意見の中に記録されている[*86]。ワット氏は、本来の発明の偉大な力に加えて、実務に携わる技術者としてもスミトン氏に劣ってはいなかった。少なくとも、両者とも発展に努めて多くの成功を収めた分野ではそうであった。

(p.653) 大きく複雑な発明では多くの場合、オリジナルの発明者は、同じような研究で判断と経験を有してその新たな発明に取り組んだ他の人のように、発明者自身のアイデアを実機に適用して成功をおさめることはできない。これは、才能ある多くの人が、より適切な他のものにも増して自身のアイデアに対して過度の偏愛を持つことから生じるものであり、そのため、それらの組み合わせの部分には不調和が生じる。ワット氏は精神のこれらの欠陥から極めて開放されていたが、彼は自身が考えた結果を得るすべての実用的な方法と同様に、すべての可能性について非常に深く考えていたことは確かである。そして、彼はそれらの手段の中で最高のものを採用したようである。なぜなら、今日までの蒸気機関の改良において、その原型または原理がワット氏の様々な仕様や実機の中に見出せない重要な改良は、何も実用されていないからである[*87]。

この偉大な人物が、外見よりも自分のアイデアを文章で記録するのに慣れていなかったことは、残念なことである。彼が残したかもしれない文章は技術者が持つ知識の集積に価値あるアクセス権を与えることになり、彼の名声ゆえに、それらは一般公開されるべきであろう。ワット氏は、彼が精通していたその主題に関して、1814 年以前にはほんの短い回顧録さえも出版したようには見えない。1814 年に彼は、何年も前に友人のロビソン教授により書かれていた記事 "steam engine" を改訂し、百科事典ブリタニカ (the Encyclopaedia Britannica) の第 3 版の中で出版された。これは以前ワット氏とのコミュニケーションなしに書かれ、いくつ

[*86] これらの多くは彼の生存中に出版され、他は逝去後に"Reports, Estimates, and Miscellaneous Papers", 全 4 巻、四つ折り版、ロンドン、1810 にて出版された。

[*87] ウルフ氏の機関は現在の最大の改良であり、蒸気の膨張原理を拡張したものである。その原理は、ワット氏が普通の弾性の蒸気を用いて考案して実用化した (第 5 章 p.339 を参照)。同じ原理を高圧蒸気に適用することはウルフ氏に残されて、ウルフ氏は同じ原理からより大きな利点を実現したのである。

かの間違いや欠落が含まれていて、ワット氏はノートとしてそれを訂正し提供した。1822 年にこの改訂版が、ブリュースター (Brewster) 博士による「ロビソン博士の哲学論文集 (Dr. Robison's Philosophical Papers,)」新版全 4 巻八つ折り版、の中で出版されている。それは、1764 年のワット氏の発明の開始時 (つまり、彼が執筆する半世紀前) から、彼の発明が完了する 1787 年頃までの、ワット氏の 20 年以上にわたる進展の簡単なレビューを含んでいる。ワット氏が精神の活発な活動を行なっていた非常に長い年月は、彼のような性格の人にとっては珍しい状況である。彼のメンタルな力は彼の後年で大きく損なわれたようには見えなかった。彼は 29 歳から 48 歳の間にその発明を行ない、84 歳近くまで生きていた (第 5 章 p.309 を参照) *[88]。

ワット氏に関するこの記述を、以下のように述べることにより終えてよいであろう。彼が蒸気機関を改良することにより正当に得た偉大な名声は、ほとんど普遍的な同意を受けて機関自体にまで広がっており、ワット氏が自身で行った以上のより良い蒸気の応用はできないであろうとの考えが、長い間受け入れられていた。この考えは更なる改良を遅らせるように作用してきたし、いまだ作用しているかも知れない。その主題を研究するよう導かれた優れた知性の人は、完成されるべきものが残っていないと仮定するように導かれた。そして、実際に技術者らが改良を試みた時、彼らは強い反対を経験しており、彼らの提案に注意を振り向かせること、またはそれを実際の試験に付す機会を得ることは困難であることが分かった。ウルフ氏の改良は、ピストンに蒸気が作用する一部の区間で蒸気を膨張させるという、ワット氏の蒸気の膨張原理の延長であったにもかかわらず、ウルフ氏の改良の実現性について信用を得るまでに、数年を失った。

■特許期間中のボールトンとワット両氏の機関の採用台数　1805 年には、ロンドンとその近郊で 112 台の蒸気機関が動作していた。それらは約 1355 馬力を出力しており、表 5 の用途に採用されていた*[89]。

このリストは特許の満了から 5 年後に作成されたものであり、その頃は多くの人が蒸気機関を作り始めていて、ロンドンにはかなりの数の小さな機関が据え付けられていた。1800 年以前の特許期間中にソーホーで作られた機関は 46 機関に達し、計 648 馬力を出力していた。

1800 年以前にマンチェスターで使用されていた機関の数はおそらく 32 台であり、その動力は 480 馬力であった。また、リーズでは機関数 20 台、動力 270 馬力であった*[90]。

14.3　フランスにおける蒸気機関の応用

(p.654) ニューコメンの大気圧機関は、それがイギリスで完成された数年後にフランスに導入されたが、フランスでそれらを作る試みはなされなかったので、それらの使用は大幅に拡張されることはなかった。フラン

*88 著者は、この改訂版を作ったのとほぼ同じ時期の 1814 年に、ワット氏に初めて知り合った。それまで長い間デザインを行い、この著書のための資料を収集していたので、ワット氏は、当時著者が "Dr. Rees's Cyclopædia" のために書くことになっていた蒸気機関の発明のスケッチについて著者を指導するために、印刷される前にその改訂版で行ったすべての詳細を著者に告げた。

ワット氏は毎年ロンドンを訪れることを習慣としていて、それは、彼が言うには、「できるだけ速く世の中に付いて行くために」であった。著者は特許を取ろうとしていた新しい発明の仕様と案の作成に多く携わっていたので、ワット氏はロンドンに滞在中常に著者を訪ねて来て、新しいものや注目に値するものすべての図面を調べることに大きな関心を示した。それらに対する彼の意見と判断、および彼自身の観察やアイデアへの言及は、並外れた教育コースを形成していて、著者はそこから多くの有益なものを得たと感じている。これらや他の機会でのワット氏の会話は、発明を行ってその案を実現に移す際に決断を下す精神の働きにしばしば及んだ。彼の普通の言葉はとても強く、よく整理されて理解しやすかったので、それを正確に記録に残すことが非常に望ましいと思われる。ワット氏はその主題について書くには他の誰よりも著しく適任ではあるが、彼がそれを書いたかどうかは疑わしい。

*89 著者は最初 1804 年から 1805 年にかけて蒸気機関の問題に注目し、ロンドンとその近所で蒸気動力が使用されているすべての施設を訪問し、(すでに 第 7 章 p.532 で述べたように、) すべてのサイズの機関の図面と寸法、およびそれらの性能の細目を集めた。これらの研究は、その期間内の彼の全仕事を占有し、彼は、上記の表 5 のリストはロンドンで使用されていたすべての機関で構成されていると考えている。

*90 著者はマンチェスターとリーズで同様の調査をし、特許期間内に作られた古い機関を拾い上げることにより、上記の見積もりを行った。

表 5　ロンドンおよびその近郊で稼動中の蒸気機関

	機関数	HP		機関数	HP
公共上水道	10	270	帆布縫製	1	14
船舶用ドック	6	150	小麦粉製粉	6	52
臨時公共事業	7	68	製油工場	3	20
公衆浴場	2	8	マスタード工場	2	12
			粉薬工場	3	28
揚水ポンプ動力	25	496	製紙工場	2	20
醸造所	17	250	顔料工場	3	26
蒸留所	8	114	でんぷん工場	1	10
酢製造所	3	20	ロープ工場	3	24
染色工場	8	80	鉄工所	1	40
毛織物工場	1	24	鋳造所・機械製作所	10	42
なめし革工場	2	8	刃物工場	2	3
木綿工場	2	12	ガラス工場	1	6
つや出し・包装所	2	22	ダイヤモンド切断所	1	4
キャラコ印刷所	4	20	銀細工所	1	8

スが持っていた数少ない機関は、すべて英国人が作って管理していた (第 3 章 p.212 を参照)。

単動動作で揚水するワット氏の蒸気機関は、フランスに 1780 年頃に最初に導入され、そのときボールトンとワット両氏が大型機関の部品を送り出した。少し後、パリのシャイヨー (Chaillot) のセーヌ川の堤防の上の同じ建物内に、もう一台が設置された。それらは、町の公共の噴水へ給水するために水を汲み上げた。同じ頃、ペリー (Perrier) 諸氏が同じ場所に、機関を作るための鉄鋳所兼ワークショップを設立して、これらの機関を修理し、また他の場所の給水事業を実行した。これらの機関は、プロニー (Prony) 氏による"Nouvelle Architecture Hydraulique(新しい水力学の構成)" の第 2 部に、大きな銅版画と共に記載されている。プロニー氏による記述から、シャイヨーの機関の一つはペリー諸氏により建設されたと思われる。また、彼らは揚水のための他のより小型の機関も作ったと思われ、それは河の対岸のグロ・カイユ (Gros Caillou) に設置された。まだ使用されているこれらの機関は、p.321 (第 5 章) で記述されたように、空気ポンプとコンデンサが大レバーのポンプ端にあることを除いて、Plate XL の機関とほぼ同じ構造である。それらは膨張原理では動作せず、シリンダの蒸気ケースもない。

(p.655) 1780 年にフランスで、蒸気機関の動力で小麦製粉機を運転する特許がダーナル (Darnal) 氏に与えられた。彼の案は二つの蒸気機関により大きな貯水槽に水を汲み上げ、その貯水槽から流れ出る水により 10 台の小さい上掛け水車を動かして、各水車で一つの石臼を回すというものであった。イングランドでこれまでの数年の間、頻繁に実践されてきた (第 4 章 p.296 を参照) のと同じ方法で、水車の下の池から水がポンプで上の貯水池へ送られて、再び水車に作用するというものであった。この種の機関の設立は、1781 年にニーム (Nimes) のダーナル氏により試みられた。その案は、出版物 "Les Brevets d'Invention (発明特許)"、四つ折り、第 1 巻、p.198 の中に、銅版画と共に掲載されている。

1789 年にスペイン人のベタンクール (Betancourt) 氏により、ワット氏の複動回転機関がフランスに導入さ

れた。彼はロンドンにしばらく居て、アルビオン・ミルズの機関を調べたことがあった。彼はその後パリへ行って動作する模型を製作し、プロニー氏によれば、それをもとに 1790 年に 2 台の大型機関を製造し、トウモロコシを粉にするためにパリの Isle des Cygnes (白鳥の島) に設置した。これらの機関の構造はプロニー氏により極めて詳細に記述されているが、それらはワット氏の機関の非常に良い見本ではない[*91]。同じ頃、ボールトンとワット氏により回転機関が送られて、ナント (Nantes) に設置された。

[*91] そのような機関が実際に達成されたかどうかは、はっきりせず、Isle des Cygnes には現在このような機械はない。しかし、煙突を持った大きな建物があり、トリペリー (La Triperie) と呼ばれている。もしその機械が本当にその建物に建造されたのであれば、その施設は開始後間もなく失敗したにちがいない。

フランス人は、蒸気機関の使用に関する適切な知識を得たことは一度もなく、彼らが作ろうとした最高のものは、イングランドで作られた最も劣った機関ほどにも、うまく答えていない。彼らが機関を管理できるようになり、製造業への応用に成功することができたのは近年になってからであり、多くの機関がイングランドからフランスへ輸入された後である。英国の労働者がフランスでその目的でワークショップを開設するまで、フランスで蒸気機関を作る試みはほとんど成功していなかった。蒸気機関は完全にイギリスが作り出したものであり、新たに達成することは非常に困難であったので、他国へ簡単に移植することはできない。

ロシアでは、蒸気機関を作るためのいくつかのワークショップが持たれている。それらは、1786 年頃にガスコイン (Gascoigne) 氏によりスコットランドからロシアへ連れて行かれた独創的芸術家移民団 (colony of ingenious artists) に属する技術者が、成功裏に設立したものである。ガスコイン氏は、キャロン鉄工所 (第 4 章 p.274 を参照) のマネージャーであって、キャサリン女帝からロシアで身を立てるように招かれ、自由に振舞うよう庇護を受け、その後、彼と彼の後継者は非常に重要な公共事業を行って大きな成功を収めた。